



PCT

特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(51) 国際特許分類 5 F15B 11/02, 11/16, E02F 9/22		A1	(11) 国際公開番号 WO 94/13959
(21) 国際出願番号 PCT/JP93/01763 (22) 国際出願日 1993年12月3日(03. 12. 93)		(43) 国際公開日 1994年6月23日(23.06.94)	(81) 指定国 JP, KR, US, 欧州特許(AT, BE, CH, DE, DK, ES, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE).
(30) 優先権データ 特願平4/325612 1992年12月4日(04. 12. 92) JP		添付公開書類 国際調査報告書	
(71) 出願人(米国を除くすべての指定国について) 日立建機株式会社 (HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD.) [JP/JP] 〒100 東京都千代田区大手町二丁目6番2号 Tokyo, (JP) (72) 発明者; および (75) 発明者/出願人(米国についてのみ) 平田東一(HIRATA, Toichi)[JP/JP] 〒300-12 茨城県牛久市栄町4丁目203 Ibaraki, (JP) 杉山玄六(SUGIYAMA, Genroku)[JP/JP] 〒300-04 茨城県稲敷郡美浦村大山2337 Ibaraki, (JP) 落合正己(OHIAI, Masami)[JP/JP] 〒243-02 神奈川県厚木市宮の里1丁目12番5号 Kanagawa, (JP) (74) 代理人 弁理士 春日 謙(KASUGA, Yuzuru) 〒103 東京都中央区日本橋小伝馬町1-3 共同ビル(新小伝馬町)7階 Tokyo, (JP)			

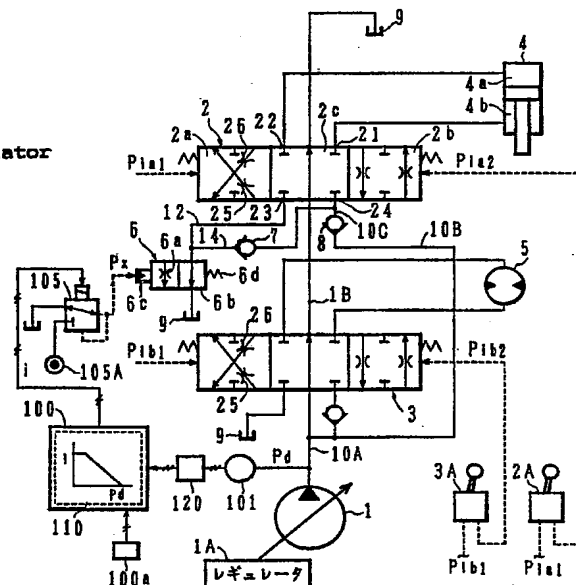
(54) Title : HYDRAULIC REGENERATOR

(54) 発明の名称 油圧再生装置

(57) Abstract

A hydraulic regenerator provided in a hydraulic driving unit which is provided with a plurality of actuators (4, 5) operated by a pressure oil supplied from a capacity-variable type hydraulic pump (1), and a plurality of direction change-over valves (2, 3) respectively provided between the hydraulic pump and actuators and adapted to control a flow of the pressure oil supplied to the corresponding actuators; and having variable resistance means (6, 60) provided in a first line (12), via which a tank port (23) of at least one direction change-over valve (2) out of the direction change-over valves and a tank (9) communicate with each other, and adapted to control the flow rate of the pressure oil flowing from a tank port to the tank in accordance with a control signal (Px), a third line (14) via which a portion on the upstream side of the variable resistance means in the first line and a second line (10C) connected to pump port (24) of the above-mentioned direction change-over valve communicate with each other, and a check valve (7) provided in the third line and allowing only a flow of the pressure oil running from the first line to the second line. This hydraulic regenerator is further provided with (a) means (101, 106, 102a, 102b, 103a, 103b) for detecting the quantities of state (Pd, Ph, Pia1, Pia2, above actuators, (b) control means (100, 100A-100H) receiving signals from the detecting means and generating on the basis of the preregistered relation driving signals (i, i\*) corresponding to the above-mentioned quantities of state, and (c) a control signal generating means (105) adapted to receive the above-mentioned driving signals and generate the above-mentioned control signal (Px) in accordance with the same driving signals, and it is designed so as to enable the characteristics of the variable resistance means to be set arbitrarily, and sudden variation of a regeneration flow rate to be prevented.

1A ... regulator



(57) 要約

可変容量型の油圧ポンプ (1) から供給される圧油によって作動する複数のアクチュエータ (4, 5) と、油圧ポンプと前記複数のアクチュエータとの間にそれぞれ設けられ対応するアクチュエータに供給される圧油の流れを制御する複数の方向切換弁 (2, 3) とを備えた油圧駆動装置に設けられ、複数の方向切換弁のうちの少なくとも1つの方向切換弁 (2) のタンクポート (23) とタンク (9) とを連絡する第1ライン (12) に設けられ、制御信号 (Px) に応じてタンクポートからタンクに流れる流量を制御する可変抵抗手段 (6; 60) と、第1ラインの可変抵抗手段より上流側の部分と前記方向切換弁のポンプポート (24) に接続された第2ライン (10C) とを連絡する第3ライン (14) と、第3ラインに設けられ第1ラインから第2ラインへ向かう圧油の流れのみを許すチェック弁 (7) とを備えた油圧再生装置。この油圧再生装置は、(a) 前記アクチュエータ (4) の作動に関連する状態量 (Pd; Ph; Pia1, Pia2; Pib1, Pib2) を検出する検出手段 (101; 106; 102a, 102b; 103a, 103b) と; (b) 前記検出手段からの信号を入力し、予め記憶した関係に基づき前記状態量に応じた駆動信号 (i; i\*) を生成する制御手段 (100; 100A-100H) と; (c) 前記駆動信号を入力し、その駆動信号に応じて前記制御信号 (Px) を生成する制御信号発生手段 (105) と; を備え、可変抵抗手段の特性を任意に設定できるようにし、再生流量の急激な変化を回避できるようにする。

情報としての用途のみ

PCTに基づいて公開される国際出願のパンフレット第1頁にPCT加盟国を同定するために使用されるコード

AT	オーストリア	DE	ドイツ	KR	大韓民国	PL	ポーランド
AU	オーストラリア	DK	デンマーク	KZ	カザフスタン	PT	ポルトガル
BB	バルバドス	ES	スペイン	LI	リヒテンシュタイン	RO	ルーマニア
BE	ベルギー	FI	フィンランド	LK	スリランカ	RU	ロシア連邦
BF	ブルキナファソ	FR	フランス	LU	ルクセンブルグ	SD	スーダン
BG	ブルガリア	GA	ガボン	LV	ラトヴィア	SE	スウェーデン
BJ	ベナン	GB	イギリス	MC	モナコ	SI	スロヴェニア
BR	ブラジル	GE	イジョリア	MD	モルドバ	SK	スロヴァキア共和国
BY	ベラルーシ	GN	ギニア	MG	マダガスカル	SN	セネガル
CA	カナダ	GR	ギリシャ	ML	マリ	TD	チャド
CF	中央アフリカ共和国	HU	ハンガリー	MN	モンゴル	TG	トーゴ
CG	コンゴ	IE	アイルランド	MR	モリタニア	TJ	タジキスタン
CH	スイス	IT	イタリア	MW	モザンビーク	TT	トリニダードトバゴ
CI	コートジボワール	JP	日本	NE	ニジェール	UA	ウクライナ
CM	カメルーン	KE	ケニア	NL	オランダ	US	米国
CN	中国	KG	キルギスタン	NO	ノルウェー	UZ	ウズベキスタン共和国
CS	チェコスロヴァキア	KP	朝鮮民主主義人民共和国	NZ	ニュージーランド	VN	ヴェトナム
CZ	チェコ共和国						

## 1

## 明 細 書

## 油圧再生装置

## 技術分野

本発明は、例えば油圧ショベルのブーム、アーム、バケットのような作業体を駆動する際、油圧アクチュエータから吐出されタンクへと戻される作動油の油圧力を作業体の速度向上のために再利用する油圧再生装置に係り、特に、急激な圧力変動等が生じても効率良く油圧力を再利用することができる油圧再生装置に関する。

## 背景技術

従来の油圧駆動装置に備えられる油圧再生装置としては、例えば特公平4-57881号公報に記載のものがある。この油圧再生装置は、可変容量型の油圧ポンプから供給される圧油によって作動する複数のアクチュエータと、油圧ポンプと複数のアクチュエータとの間にそれぞれ設けられ対応するアクチュエータに供給される圧油の流れを制御する複数の方向切換弁とを備えた油圧駆動装置に備えられ、複数の方向切換弁のうちの少なくとも1つの方向切換弁のタンクポートとタンクとを連絡する第1ラインに設けられた可変抵抗手段、即ち再生切換弁と、第1ラインの再生切換弁より上流側の部分と前記方向切換弁のポンプポートに接続された第2ラインとを連絡する第3ラインと、この第3ラインに設けられ第1ラインから第2ラインへ向かう圧油の流れのみを許すチェック弁とを有している。

再生切換弁は、可変絞りを形成したスプールと、油圧シリンダ

## 2

の作動に関連する状態量として第2ラインの圧力が導入され、スプールを開弁方向に駆動する油圧駆動部と、スプールを閉弁方向に付勢する設定ばねとを有し、油圧駆動部に導入される圧力と設定ばねの付勢力とが釣り合う位置で可変絞りの開口面積（絞り量）が設定される。

方向切換弁をこれに対応するアクチュエータである油圧シリンダの伸長方向に操作すると、油圧ポンプからの圧油は第1ライン、方向切換弁を通り油圧シリンダのボトム側油室に導かれる。一方、油圧シリンダの動作に伴いロッド側油室から吐出される圧油は方向切換弁に流入し、第1ラインを通り、再生切換弁の可変絞りを介しタンクへと導かれる。その際、油圧シリンダの負荷が小さく、再生切換弁の油圧駆動部に導入された第2ラインの圧力による押付力が設定ばねの押付力よりも小さい間は、可変絞りが閉位置または絞り位置に保持されるため、第1ラインには絞り量に応じた圧力が発生し、この圧力が第2ラインの圧力よりも高くなったとき、方向切換弁から第1ラインに流出する戻り油の一部は第3ライン及びチェック弁を介して第2ラインに流れて再生され、油圧ポンプからの圧油に合流して方向切換弁に供給される。これによって、油圧シリンダのボトム側油室に供給される圧油の流量が第1ラインから流れ込んだ再生流量分だけ増加し、その分油圧シリンダの移動速度が速くなる。

一方、油圧シリンダの負荷が大きくなり、ボトム側油室内の圧力が高くなると、油圧ポンプの吐出圧力も高くなり、再生切換弁の油圧駆動部に導入される第2ラインの圧力も高くなる。このため、再生切換弁のスプールが開弁方向に操作され、第1ラインの圧力が低下し、第2ラインの圧力は第1ラインの圧力よりも高くなり、チェック弁は閉じたままとなり、大きな負荷に対して油圧

## 3

シリンダの駆動力を確保することができる。

このように上記従来技術によれば、油圧シリンダの負荷が小さいときは、油圧シリンダからタンクへと戻される圧油の少なくとも一部を再生し、油圧シリンダを駆動するために使用するため、油圧シリンダの移動速度を速めることができ、これによって作業効率を向上させることができる。また、油圧シリンダの負荷が大きくなると、油圧シリンダの駆動力も大きくなり、負荷を確実に駆動することができる。

また、従来の油圧再生装置の他の例として、米国特許第5, 168, 705号公報に記載のものがある。この油圧再生装置では、油圧アクチュエータの作動に関連する状態量として方向切換弁の操作量を用い、再生切換弁の可変絞りの開口面積を方向切換弁の操作量に連動して変化するようにしている。具体的には、再生切換弁の可変絞りは方向切換弁のメータイン及びメータアウトの可変絞りが形成されるスプールと同じスプールに形成される。これにより、方向切換弁の微操作時には方向切換弁のメータイン及びメータアウトの可変絞りと共に再生切換弁の可変絞りの開口面積も小さくなり、第1ラインの圧力が高くなり、キャビテーションを起こすことなく圧油の一部を再生することができる。また、方向切換弁の操作量を大きくすると、方向切換弁のメータイン及びメータアウトの可変絞りと共に再生切換弁の可変絞りの開口面積も大きくなり、第1ラインの圧力が低下し、大きな負荷に対して油圧シリンダの駆動力を確保することができる。

## 発明の開示

しかしながら、上記従来技術では、共に、油圧アクチュエータの作動に関連する状態量（第2ラインの圧力または方向切換弁の

## 4

操作量)を直接再生切換弁に作用させ、再生切換弁の可変絞りを制御しており、これにより次のような問題を生じる。

まず、特公平4-57881号公報に記載の油圧再生装置にあっては、一般に再生切換弁は小型のものが使用されるため、再生切換弁に設けられる設定ばねの長さを短く、ばね径を細くせざるを得ず、その結果、ばね定数が小さくなり、油圧ポンプの吐出圧力(第2ラインの圧力)に対するスプールの変位特性が急峻になる。このため、油圧ポンプの吐出圧力(第2ラインの圧力)の変動がわずかであっても、可変絞りを流れる圧油の流量が急激に変化する。

このため、

- (1) 油圧シリンダ伸長動作時における油圧ポンプの吐出圧力のわずかな変動でも、第1ラインから第2ラインへの再生流量が急激に変化し、油圧シリンダの移動速度が急変する。  
このため、操作性が極めて悪いものとなる；
- (2) 油圧ポンプの吐出圧力のわずかな変動でも、再生切換弁の可変絞りからの流出流量が急激に変化するため、第1ライン及び第2ラインの圧力変動が大きくなり、ハンチングを招く恐れがある；

等の問題が生じる。

また、米国特許第5, 168, 705号公報に記載の従来技術にあっては、再生切換弁の可変絞りは方向切換弁のメータイン及びメータアウトの可変絞りが形成されるスプールと同じスプールに形成されるため、方向切換弁の操作量に対する再生切換弁の可変絞りの流量特性は急峻となり、操作量のわずかな変化でも再生流量が急激に変化する。このため、上記の従来技術の場合と同様に、油圧シリンダの移動速度が急変し操作性が悪化したり、ハン

チングを招く恐れがある等の問題が生じる。

なお、再生切換弁の可変絞りの油圧ポンプの吐出圧力または方向切換弁の操作量に対する可変絞りの流量特性を緩やかなものとするためには、可変絞りを郭定するスプールランドを極めて高精度に加工する等の技術が必要となり、別の技術課題が生じる。

本発明の目的は、可変抵抗手段の特性を任意に設定できるようにし、再生流量の急激な変化を回避できる油圧再生装置を提供することにある。

本発明によれば、上記目的を達成するために、可変容量型の油圧ポンプから供給される圧油によって作動する複数のアクチュエータと、前記油圧ポンプと前記複数のアクチュエータとの間にそれぞれ設けられ対応するアクチュエータに供給される圧油の流れを制御する複数の方向切換弁とを備えた油圧駆動装置に設けられ、前記複数の方向切換弁のうちの少なくとも1つの方向切換弁のタンクポートとタンクとを連絡する第1ラインに設けられ、制御信号に応じてタンクポートからタンクに流れる流量を制御する可変抵抗手段と、前記第1ラインの可変抵抗手段より上流側の部分と前記方向切換弁のポンプポートに接続された第2ラインとを連絡する第3ラインと、前記第3ラインに設けられ第1ラインから第2ラインへ向かう圧油の流れのみを許すチェック弁とを備えた油圧再生装置において、(a) 前記アクチュエータの作動に関連する状態量を検出する検出手段と；(b) 前記検出手段からの信号を入力し、予め記憶した関係に基づき前記状態量に応じた駆動信号を生成する制御手段と；(c) 前記駆動信号を入力し、その駆動信号に応じて前記制御信号を生成する制御信号発生手段と；を備えることを特徴とする油圧再生装置が提供される。

上記油圧再生装置において、前記状態量は前記方向切換弁に対

応するアクチュエータの作動によって変化する圧力であってもよい。この場合、前記予め記憶した関係は、前記状態量としての圧力の単位量変化に対する前記可変抵抗手段からの流出流量の変化が前記圧力で前記可変抵抗手段を直接駆動したときよりも小さくなるように、前記圧力と前記駆動信号との関係が設定されている。また、前記状態量としての圧力は前記油圧ポンプの吐出圧力であってもよいし、前記方向切換弁に対応するアクチュエータの負荷圧力であってもよい。

また、上記油圧再生装置において、前記状態量は前記方向切換弁に付与され対応するアクチュエータの作動を指令する操作信号であってもよい。この場合、前記予め記憶した関係は、前記状態量としての操作信号の単位量変化に対する前記可変抵抗手段により第2ラインに生じる圧力変化が前記操作信号で前記可変抵抗手段を直接駆動したときよりも小さくなるように、前記操作信号と前記駆動信号との関係が設定されている。また、前記方向切換弁がパイロット操作式の弁であるときは、前記状態量としての操作信号は前記方向切換弁に付与されるパイロット圧力であってもよい。

更に、上記油圧再生装置において、前記状態量は、前記方向切換弁に対応するアクチュエータの作動によって変化する圧力と、前記方向切換弁に付与され対応するアクチュエータの作動を指令する操作信号とであってもよく、この場合、前記制御手段は前記圧力と操作信号とを組み合わせることで前記駆動信号を生成する手段を有する。

また、前記状態量は、前記方向切換弁に付与され対応するアクチュエータの作動を指令する操作信号と、他の方向切換弁に付与され対応するアクチュエータの作動を指令する操作信号とであっ



てもよく、この場合、前記制御手段は前記2つの操作信号を組み合わせて前記駆動信号を生成する手段を有する。

また、前記状態量は、前記方向切換弁に対応するアクチュエータの作動によって変化する圧力と、前記方向切換弁に付与され対応するアクチュエータの作動を指令する操作信号と、他の方向切換弁に付与され対応するアクチュエータの作動を指令する操作信号とであってもよく、この場合、前記制御手段は前記圧力と前記2つの操作信号を組み合わせて前記駆動信号を生成する手段を有する。

更に、上記油圧再生装置は、好ましくは、前記制御手段にモード信号を出力するモードスイッチ手段を更に備え、前記制御手段は、前記予め記憶した関係として前記状態量と前記駆動信号との複数の関係を記憶した記憶手段と、前記モード信号に応じて前記複数の関係の1つに基づいて前記駆動信号を生成する選択手段とを有する。

また、上記油圧再生装置は、好ましくは、前記制御手段に選択信号を出力する再生選択スイッチ手段を更に備え、前記制御手段は、前記選択信号に応じて前記駆動信号の出力を切換える切換え手段を有する。

また、上記油圧再生装置において、好ましくは前記可変抵抗手段は可変絞りを有する弁手段である。前記可変抵抗手段が可変リーフ弁であってもよい。

また、前記制御信号発生手段は、好ましくはパイロット圧力を発生する電磁比例弁である。

更に、上記油圧再生装置は、好ましくは、前記検出手段と前記制御手段との間に配置され、前記検出手段からの信号の低周波数成分を除去するローパスフィルタを更に備える。

次に、以上のように構成した本発明の作用を説明する。

本発明に係わる油圧駆動装置において、方向切換弁を操作すると、方向切換弁に対応するアクチュエータに圧油が供給される。また、アクチュエータから排出される圧油は、方向切換弁のタンクポート及び第1ラインを介し、可変抵抗手段に導かれる。この可変抵抗手段に導かれる流量が増加するにつれて第1ラインの圧力が高くなり、それが第1ラインの圧力よりも高くなるとチェック弁を押し開き、第1ラインから第3ラインを通して第2ラインへと圧油が再生流量として流入し、アクチュエータの移動速度が速くなる。

一方、このとき、アクチュエータの作動に関連する状態量に変化する。この状態量の変化は検出手段によって検出され、制御手段に入力される。制御手段では予め記憶した関係に基づきその状態量に応じた駆動信号が生成され、制御信号発生手段に出力される。制御信号発生手段は、その駆動信号に応じて制御信号を生成し、この制御信号が可変抵抗手段に出力される。可変抵抗手段は、この制御信号に応じて第1ラインを介してタンクに流れる流量を制御する。

ところで、制御手段に予め記憶した関係は任意に設定可能であり、したがって可変抵抗手段の特性は任意に設定可能である。このため、例えば状態量として方向切換弁に対応するアクチュエータの作動によって変化する圧力、例えば油圧ポンプの吐出圧力を用いるとき、予め記憶した関係は、状態量としての圧力の単位量変化に対する可変抵抗手段からの流出流量の変化が前記圧力で可変抵抗手段を直接駆動したときよりも小さくなるように、前記圧力と駆動信号との関係を設定することができ、これにより再生流量の変化も小さくなる。

また、状態量として方向切換弁に付与され対応するアクチュエータの作動を指令する操作信号を用いるときは、予め記憶した関係は、状態量としての操作信号の単位量変化に対する可変抵抗手段により第2ラインに生じる圧力変化が前記操作信号で可変抵抗手段を直接駆動したときよりも小さくなるように、前記操作信号と駆動信号との関係を設定することができ、これにより再生流量の変化が緩やかとなる。

以上のようにして本発明では、可変抵抗手段の特性を任意に設定でき、再生流量の急激な変化を回避することができる。

#### 図面の簡単な説明

図1は本発明の第1の実施例による油圧再生装置を備えた油圧駆動装置の全体構成を示す概略図である。

図2は第1の実施例における制御装置の構成を示す図である

図3は第1の実施例における制御装置の記憶装置に記憶されている油圧ポンプの吐出圧力と駆動信号との関係を示す図である。

図4は第1の実施例における電磁比例弁の駆動信号とパイロット圧力の関係を示す図である。

図5は第1の実施例における油圧ポンプの吐出圧力と電磁比例弁が発生するパイロット圧力との関係を示す図である。

図6は第1の実施例におけるパイロット圧力と再生切換弁のスプール変位量の関係を示す図である。

図7は第1の実施例における再生切換弁のスプール変位量と可変絞りの開口面積との関係を示す図である。

図8は第1の実施例における再生切換弁の可変絞りの開口面積と流出流量と前後差圧との関係を示す図である。

図9は第1の実施例におけるポンプ吐出圧力と再生切換弁の流

## 10

出流量との関係を示す図である。

図10は第1の実施例におけるポンプ吐出圧力と再生切換弁による再生流量との関係を示す図である。

図11は比較例としての油圧再生装置を備えた油圧駆動装置の全体構成を示す概略図である。

図12は比較例における第2ライン圧力と再生切換弁のスプール変位量との関係を示す図である。

図13は比較例における再生切換弁のスプール変位量と可変絞りの開口面積との関係を示す図である。

図14は比較例における第2ライン圧力と再生切換弁の流出流量との関係を示す図である。

図15は比較例における第2ライン圧力と再生流量との関係を示す図である。

図16は本発明の第2の実施例による油圧再生装置を備えた油圧駆動装置の全体構成を示す概略図である。

図17は本発明の第3の実施例による油圧再生装置を備えた油圧駆動装置の全体構成を示す概略図である。

図18は第3の実施例における制御装置の記憶装置に記憶されているパイロット圧力と駆動信号との関係を示す図である。

図19は本発明の第4の実施例による油圧再生装置を備えた油圧駆動装置の全体構成を示す概略図である。

図20は第4の実施例における制御装置の記憶装置に記憶されているパイロット圧力と駆動信号の関係及びポンプ吐出圧力と補正係数との関係と共に、制御装置の演算機能を示す図である。

図21は本発明の第5の実施例による油圧再生装置を備えた油圧駆動装置の全体構成を示す概略図である。

図22は第5の実施例における制御装置の記憶装置に記憶され

## 1 1

ているパイロット圧力と駆動信号との関係を示す図である。

図 2 3 は本発明の第 6 の実施例による油圧再生装置を備えた油圧駆動装置の全体構成を示す概略図である。

図 2 4 は第 6 の実施例における制御装置の記憶装置に記憶されているパイロット圧力と駆動信号の関係及びポンプ吐出圧力と補正係数との関係と共に、制御装置の演算機能を示す図である。

図 2 5 は本発明の第 7 の実施例による油圧再生装置を備えた油圧駆動装置の全体構成を示す概略図である。

図 2 6 は第 7 の実施例における制御装置の記憶装置に記憶されているパイロット圧力と駆動信号の関係及びポンプ吐出圧力と補正係数との関係と共に、制御装置の演算機能を示す図である。

図 2 7 は本発明の第 8 の実施例における制御装置の記憶装置に記憶されているパイロット圧力と駆動信号の関係及びポンプ吐出圧力と補正係数との関係と共に、制御装置の演算機能を示す図である。

図 2 8 は本発明の第 9 の実施例による油圧再生装置を備えた油圧駆動装置の全体構成を示す概略図である。

### 発明を実施するための最良の形態

以下、図を用い本発明の実施例を説明する。なお、これらの実施例は、図示しない油圧ショベルの油圧回路に適用したものである。

#### 第 1 の実施例

本発明の第 1 の実施例を図 1 ～図 1 5 により説明する。

図 1 において、レギュレータ 1 A によって押しのけ容積が制御される可変容量型の油圧ポンプ 1 と、油圧ポンプ 1 から吐出される圧油によって作動する複数のアクチュエータ 4, 5 と、油圧ポ

## 12

ンプ1と複数のアクチュエータ4, 5との間にそれぞれ設けられ対応するアクチュエータに供給される圧油の流れを制御する複数の方向切換弁3, 4とで油圧ショベルの油圧駆動装置が構成されている。

アクチュエータ4は例えば油圧ショベルの図示しないアームを駆動する油圧シリンダであり、アクチュエータ5は例えば油圧ショベルの図示しない旋回体を駆動する油圧モータである。

方向切換弁3, 4は油圧ポンプ1とタンク9とを連絡するセンターバイパスライン1Bが貫通するセンターバイパスタイプの弁であり、これら方向切換弁3, 4は油圧ポンプ1の吐出管路10A及びポンプライン10Bを介して互いに平行に接続されている。また、方向切換弁2, 3は、操作レバー装置2A, 3Bによって生成されるパイロット圧力 $P_{ia1}$ ,  $P_{ia2}$ 及び $P_{ib1}$ ,  $P_{ib2}$ によって動作し、スプールの移動量に応じて絞り量が設定されるメータイン可変絞り25とメータアウト可変絞り26とを有している。

方向切換弁2のタンクポート23は排出ラインである第1ライン12を介してタンク9に接続され、ポンプポート24はフィーダラインである第2ライン10Cを介してポンプライン10Bに接続され、第2ライン10Cにはポンプポート24からポンプライン10Bへの圧油の逆流を防止するためのチェック弁8が設置されている。方向切換弁3の側の該当する部分も同様に構成されている。

以上のように構成された油圧駆動装置に本実施例の油圧再生装置が設けられている。この油圧再生装置は、第1ライン12に設置された圧力発生手段としての再生切換弁6と、第1ライン12の再生切換弁6より上流側の部分と第2ライン10Cとを連絡す

## 1 3

る再生用の第3ライン14と、この第3ライン14に設けられ第1ライン12から第2ライン10Cへ向かう圧油の流れのみを許すチェック弁7とを備えている。

再生切換弁6は、可変絞り6aを形成したスプール6bと、パイロット圧力 $P_x$ が導入され、スプール6bを閉弁方向に駆動する油圧駆動部6cと、スプール6bを開弁方向に付勢する設定ばね6dとを有し、油圧駆動部6cに導入されるパイロット圧力と設定ばね6dの付勢力とが釣り合う位置で可変絞り6aの開口面積（絞り量）が設定される。

また、本実施例の油圧再生装置は、油圧シリンダ4の作動に関連する状態量である油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ を検出する検出手段、例えば圧力検出器101と、このポンプ1の吐出圧力 $P_d$ の起動時や停止時の圧力脈動を除去するローパスフィルタ120と、再生切換弁6の油圧駆動部6cに導入されスプール6bを駆動するパイロット圧力 $P_x$ を生成する圧力指示手段、例えば油圧源105Aのパイロット一次圧力に基づき駆動信号 $i$ に応じた二次圧力をパイロット圧力 $P_x$ として生成する電磁比例弁105と、フィルタ120を介して圧力検出器101の検出値である油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ を入力し、この圧力に応じた駆動信号 $i$ を生成し電磁比例弁105に出力する制御装置100とを備えている。

制御装置100は、図2に示すように、油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ をA/D変換し入力する入力部112と、予め設定された油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ と電磁比例弁105の駆動信号 $i$ との関係を記憶した記憶装置110と、この記憶装置110から油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ に対応する駆動信号 $i$ を読み出し出力する演算装置111と、この演算装置111から出力された信号

## 14

を電磁比例弁105の駆動信号*i*として電流信号に変換し出力する出力部113とを備えている。

上記記憶装置110に記憶される油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ と駆動信号*i*との関係は、図3に示すように、油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ が増加するにしたがって駆動信号*i*が減少するように設定されている。電磁比例弁105の出力特性は、図4に示すように、駆動信号*i*が増加するにしたがってパイロット圧力 $P_x$ が増加するように設定されている。したがって、油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ とパイロット圧力 $P_x$ との関係は、図5に示すように、ポンプ吐出圧力 $P_d$ が増加するにしたがってパイロット圧力 $P_x$ が低下する関係となる。

一方、再生切換弁6においては、スプール6bの変位量*x*は、図6に示すように油圧駆動部6cに導入されるパイロット圧力 $P_x$ とほぼ比例関係にあり、可変絞り6aの開口面積*A*は、図7に示すようにスプール6bの変位量*x*が増加するにしたがって減少するように設定されている。また、可変絞り6aの前後差圧 $\Delta P$ が $\Delta P_o$ で一定であれば、図8に示すように、可変絞り6aを流れる圧油の流量（流出流量） $Q_o$ は可変絞り6aの開口面積*A*にほぼ比例する。このため、油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ と可変絞り6aを流れる圧油の流量（流出流量） $Q_o$ とは、図9に示すように、油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ が増加するにしたがって流出流量 $Q_o$ が増加する関係となる。このとき、第3ライン14及びチェック弁7を介して第1ライン12から第2ライン10Cに流れる再生流量 $Q_r$ は、図10に示すように、油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ が増加するにしたがって再生流量 $Q_r$ が減少する関係となる。

記憶装置110に記憶される上記の吐出圧力 $P_d$ と駆動信号*i*



## 15

との関係は、例えばキーボード100a等の入力手段によって任意に書き換えることができる。

この第1の実施例は以上のように構成されており、例えば操作レバー装置2Aを操作してパイロット圧力 $P_{ia1}$ を発生させ、方向切換弁2が2aの位置に切換えられたとき、油圧ポンプ1からの圧油は吐出管路10A、ポンプライン10B、第2ライン10C及びチェック弁8を介しポンプポート24を経て方向切換弁2に流入し、アクチュエータポート22を通り、油圧シリンダ4のボトム側油室4aに供給される。これにより油圧シリンダ4はロッドの伸長方向に駆動される。一方、油圧シリンダ4の動作に伴いロッド側油室4bから吐出される圧油は、方向切換弁2のアクチュエータポート21から方向切換弁2に流入し、タンクポート23を通り、再生切換弁6の可変絞り6aを介してタンク9へと排出される。

以上のような油圧シリンダ4の駆動に際して、例えばアームが鉛直下向きの姿勢に向けて回動させる水平引き作業時のように油圧シリンダ4に加わる負荷が小さい時は、油圧シリンダ4のボトム側油室4aの圧力が低く、圧力検出器101により検出される油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ も低く、制御装置100から値の大きな駆動信号 $i$ が演算され（図3参照）、この駆動信号 $i$ は出力部113により電流信号に変換され、電磁比例弁105に出力される。このため、パイロット圧力 $P_x$ が高くなり（図5参照）、再生切換弁6のスプール6bが可変絞り6aの開口面積 $A$ を小さくする側に保持され（図6及び図7参照）、第1ライン12内には可変絞り6aの絞り量に応じた圧力が発生する。そして、この圧力が第2ライン10Cの圧力以上になったとき、タンクポート23から第1ライン12に流出する戻り油の一部は第3ライン1

## 16

4及びチェック弁7を介して第2ライン10C側に流れ、油圧ポンプ1からの圧油に合流してポンプポート24に供給される。これによって、油圧シリンダ4に供給される圧油の流量が第1ライン12から流れ込んだ再生流量分だけ増加し、その分油圧シリンダ4の移動速度が速くなる。

これに対し、例えば掘削作業時のように油圧シリンダ4に加わる負荷が大きい時は、ボトム側油室4aの圧力が高くなり、圧力検出器101によって検出される油圧ポンプ1の吐出圧力も高くなり、制御装置100で値の小さな駆動信号iが演算され電磁比例弁105に出力される(図3参照)。このため、パイロット圧力 $P_x$ が低くなり(図5参照)、再生切換弁6のスプール6bが可変絞り6aの開口面積Aを大きくする側に移動し(図6及び図7参照)、可変絞り6aにより第1ライン12内に発生する圧力は低くなる。この結果、第1ライン12の圧力は第2ライン10Cの圧力よりも低くなり、チェック弁7は閉じられ、タンクポート23から第1ライン12に流出する戻り油は第2ライン10C側に流れず(図10参照)、その全量が再生切換弁6の可変絞り6aを介してタンク9に排出される(図9参照)。このとき、可変絞り6aの開口面積は大きいので、絞り作用による圧力損失はほとんど生じない。

このように本実施例では、油圧シリンダ4の負荷が小さいときは、油圧シリンダ4からタンク9へと戻される圧油の少なくとも一部を再生し油圧シリンダ4を駆動するために使用するため、油圧シリンダ4の移動速度を速めることができ、これによって作業効率を向上させることができる。また、油圧シリンダ4の負荷が大きくなると、油圧シリンダ4の駆動力も大きくなり、負荷を確実に駆動することができる。

## 17

また、本実施例では、前述したように制御装置100の記憶装置110に設定される油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ と電磁比例弁105の駆動信号 $i$ との関係は、キーボード100a等の入力手段によって任意に設定することができ、これにより油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ の変化に対し再生切換弁6の可変絞り6aを流れる流量の変化を緩やかなものにすることができる。以下、このことを従来技術と比較しながら説明する。

図11は特公平4-57881号公報に記載の従来の油圧再生装置を比較例として示すもので、図中、図1に示す部材と同等の部材には同じ符号を付している。従来の油圧再生装置は、第1ライン12に設けられた再生切換弁60と、第1ライン12の再生切換弁60より上流側の部分と第2ライン10Cとを連絡する第3ライン14と、この第3ライン14に設けられ第1ライン12から第2ライン10Cへ向かう圧油の流れのみを許すチェック弁7とを備えている。

再生切換弁60は、可変絞り60aを形成したスプール60bと、第2ライン10Cの圧力がパイロットライン13を介して導入され、スプール60bを開弁方向に駆動する油圧駆動部60cと、スプール60bを閉弁方向に付勢する設定ばね60dとを有し、油圧駆動部60cに導入される圧力と設定ばね60dの付勢力とが釣り合う位置で可変絞り60aの開口面積（絞り量）が設定される。

方向切換弁を2aの位置に操作し、油圧シリンダ4をロッドの伸長方向に駆動する際、油圧シリンダ4の負荷が小さく、再生切換弁60の油圧駆動部60cに導入された第2ライン10Cの圧力による押付力が設定ばね60dの押付力よりも小さい間は、可変絞り60aが閉位置または絞り位置に保持されるため、第1ラ

イン12には絞り量に応じた圧力が発生し、この圧力が第2ライン10Cの圧力よりも高い圧力となったとき、方向切換弁2のタンクポート23から第1ライン12に流出する戻り油の一部は第3ライン14及びチェック弁7を介して第2ライン10Cに流れて再生され、油圧ポンプ1からの圧油に合流して方向切換弁2のポンプポート24に供給される。これによって、油圧シリンダ4のボトム側油室4aに供給される圧油の流量が第1ライン12から流れ込んだ再生流量分だけ増加し、その分油圧シリンダ4の移動速度が速くなる。

一方、油圧シリンダ4の負荷が大きくなり、ボトム側油室4a内の圧力が高くなると、油圧ポンプ1の吐出圧力も高くなり、再生切換弁60の油圧駆動部60dに導入される第2ライン10Cの圧力も高くなる。このため、再生切換弁60のスプール60bが開弁方向に操作され、第1ライン12の圧力が低下し、第2ライン10Cの圧力は第1ライン12の圧力よりも高圧となり、チェック弁7は閉じたままとなり、大きな負荷に対して油圧シリンダの駆動力を確保することができる。

ところで、このような油圧再生装置にあっては、一般に再生切換弁60は小型のものが使用されるため、再生切換弁60に設けられる設定ばね60dの長さを短く、ばね径を細くせざるを得ず、その結果、ばね定数が小さくなり、油圧ポンプ1の吐出圧力（第2ライン10Cの圧力）に対するスプール60bの変位特性が急峻になる。このため、油圧ポンプ1の吐出圧力（第2ライン10Cの圧力）の変動がわずかであっても、可変絞り10aを流れる圧油の流量が急激に変化する。

この様子を図12～図15を用い説明する。なお、以下の説明では、第2ライン10Cの圧力は油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ に

等しいと仮定する。

再生切換弁60において、第2ライン10Cの圧力 $P_d$ と再生切換弁60のスプール60bの変位量 $x$ は、図12に示すように、圧力 $P_d$ が $P_{d1}$ のときスプール変位量 $x$ が最大 $x_{max}$ となり、 $P_{d1}$ 以下では圧力 $P_d$ が増加するにしたがってスプール変位量 $x$ は増加する管径となっている。圧力 $P_{d1}$ は設定ばね60dのばね定数により決まる値である。スプール変位量 $x$ と可変絞り60aの開口面積 $A$ との関係は図13に示すようにほぼ比例関係にある。また、可変絞り60aの前後差圧 $\Delta P$ が $\Delta P_o$ で一定であれば、前述の図8に示すように、可変絞り60aを流れる圧油の流量（流出流量） $Q_o$ は可変絞り60aの開口面積 $A$ にほぼ比例する。このため、油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ と可変絞り60aを流れる圧油の流量（流出流量） $Q_o$ とは、図14に示すように、油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ が増加するにしたがって流出流量 $Q_o$ が増加する関係となり、第2ライン10Cの圧力が $P_{d1}$ となったときに可変絞り60aを流れる流量 $Q_o$ は最大流量 $Q_{omax}$ となる。このとき、第3ライン14及びチェック弁7を介して第1ライン12から第2ライン10Cに流れる再生流量 $Q_r$ は、図15に示すように、油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ が増加するにしたがって再生流量 $Q_r$ が減少する関係となり、第2ライン10Cの圧力が $P_{d1}$ となったときに再生流量 $Q_r$ は0となる。

したがって、可変絞り60aの前後差圧が $\Delta P_o$ の場合、単位圧力変動に対する流出流量 $Q_o$ の変化 $\Delta Q$ は、

$$\Delta Q = Q_{omax} / P_{d1} \quad \dots (1)$$

となる。ここで、上述したように設定ばね60dはスペース上の問題からばね定数を大きくできないため、 $P_{d1}$ をあまり大きく設定できない。このため、設定ばね60dの最大変位に相当する

## 20

圧力  $P_{d1}$  は低めに設定せざるを得ず、単位圧力変化に対する可変絞り 60a からの流出流量の変化  $\Delta Q$  が大きくなってしまう。すなわち、第2ライン 10C 内のわずかな圧力変動に対しスプール 60b が大きく変位し、可変絞り 60a から流出する流量も大きく変化する。

このため、(1) 油圧シリンダ伸長動作時における油圧ポンプ 1 の吐出圧力のわずかな変動でも、第1ライン 12 から第2ライン 10C への再生流量が急激に変化し、油圧シリンダ 4 の移動速度が急変する。このため、操作性が極めて悪いものとなる；(2) 油圧ポンプ 1 の吐出圧力のわずかな変動でも、再生切換弁 60 の可変絞り 60a からの流出流量が急激に変化するため、第1ライン 12 及び第2ライン 10C の圧力変動が大きくなり、ハンチングを招く恐れがある；等の問題が生じる。

これに対し、本実施例ではこのような問題は生じないか、そのような問題を最小にすることができる。なお、以下の説明では、理解を容易にするため、再生切換弁 6 の設定ばね 6d は従来装置の再生切換弁 60 の設定ばね 60d と同じばね定数を持つものとして説明する。

制御装置 100 の記憶装置 110 には、図3で先に説明したように、油圧ポンプ 1 の吐出圧力  $P_d$  が増加するにしたがって駆動信号  $i$  が減少するように設定された吐出圧力  $P_d$  と駆動信号  $i$  との関係が記憶されている。このような関係の設定に際し、本実施例では、油圧ポンプ 1 の吐出圧力  $P_d$  が 0 の時に駆動信号  $i$  が最大値  $i_{max}$  となり、吐出圧力  $P_d$  が  $2P_{d1}$  のとき駆動信号  $i$  が 0 になるように設定する。このとき、吐出圧力が  $P_{d1}$  の時は駆動信号は最大値  $i_{max}$  の  $1/2$  に近い  $i_a$  となる。このような関係の設定は、キーボード 100a 等の入力手段を操作するこ

## 21

とにより自在に行うことができる。

また、電磁比例弁105においては、図4に示すように、駆動信号*i*が最大値*i*<sub>max</sub>のときにパイロット圧力*P<sub>x</sub>*が*P<sub>d1</sub>*になるように出力特性を設定する。このとき、駆動信号が*i<sub>a</sub>*のときパイロット圧力*P<sub>x</sub>*は*P<sub>d1</sub>*の1/2に近い*P<sub>d1a</sub>*となる。このように電磁比例弁105の出力特性を設定するとき、図5に示すポンプ吐出圧力*P<sub>d</sub>*とパイロット圧力*P<sub>x</sub>*との関係は、吐出圧力が0のときパイロット圧力*P<sub>x</sub>*は最大値*P<sub>d1</sub>*となり、吐出圧力が2*P<sub>d1</sub>*のときパイロット圧力*P<sub>x</sub>*は0となり、吐出圧力が*P<sub>d1</sub>*のとき*P<sub>d1</sub>*の1/2に近い上記の*P<sub>d1a</sub>*となる。

一方、上記のように再生切換弁6の設定ばね6*d*は従来装置の再生切換弁60の設定ばね60*d*と同じばね定数を持つのであるから、スプール変位量*x*は、図6に示すようにパイロット圧力*P<sub>x</sub>*が最大値*P<sub>d1</sub>*のとき最大変位*x<sub>max</sub>*となり、可変絞り6*a*の開口面積も、図7に示すようにパイロット圧力*P<sub>x</sub>*が最大値*P<sub>d1</sub>*のとき最大値*A<sub>max</sub>*となる。

以上のことから、可変絞り6*a*の前後差圧が△*P<sub>o</sub>*で一定であるとする、可変絞り6*a*を流れる流出流量*Q<sub>o</sub>*は、図9に示すように油圧ポンプ1の吐出圧力*P<sub>d</sub>*が0または低いときに0となり、ポンプ吐出圧力が2*P<sub>d1</sub>*のとき最大流量*Q<sub>omax</sub>*となる。また、再生流量*Q<sub>r</sub>*は、図10に示すようにポンプ吐出圧力が0または低いときに最大流量*Q<sub>rmax</sub>*となり、ポンプ吐出流量が2*P<sub>d1</sub>*のときに0となる。したがって、油圧ポンプ1の吐出圧力*P<sub>d</sub>*の単位圧力変動に対する可変絞り6*a*からの流出流量の変化△*Q*は、

$$\Delta Q = Q_{omax} / (2 \times P_{d1}) \quad \dots (2)$$

となり、上述した(1)式に比べ流出流量の変化が半分になるこ

## 2 2

とが分かる。

また、流出流量の変化が少なくなることに伴い、第1ライン12から第2ライン10Cへの再生流量の変化も緩やかとなり、シリンダ4の移動速度も急激に変化することがなくなる。

この第1の実施例によれば、次の効果が得られる。

(a) 油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ と比例電磁弁105に出力する駆動信号 $i$ との関係を任意に設定することができるため、油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ の変化による再生流量の急激な変化を回避でき、これに伴いシリンダの速度も急激に変化することがなくなるため、従来技術に比べ操作性を向上させることができる。

(b) また、第1ライン12及び第2ライン10Cの圧力変動が小さくなることに加え、ローパスフィルタ120により特に油圧シリンダ4の起動、停止時に生じる圧力脈動分を除去できるため、ハンチングを効果的に防止し、安全性を確保することができる。

(c) また、記憶装置111に記憶される油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ と駆動信号 $i$ の関係は任意に設定できるため、作業内容に応じて再生流量を減らし、油圧シリンダ4の速度を遅くすることができる。

(d) 更に、本実施例では、第2ライン10Cの圧力でなく油圧ポンプ1の吐出圧力を直接検出し、その値に基づいて再生流量を制御しているので、油圧シリンダ4にかかる負荷が急激に増大しチェック弁8が閉じるような負荷圧力の変動があっても、油圧ポンプ1の吐出圧力は大きく変化しないので、再生流量が急激に変化することがなく、安定した再生流量の制御が可能である。

なお、第1の実施例では、説明を容易にするために再生切換弁6の設定ばね6dを従来技術と同等のばね定数を持つものとし



## 23

たが、ばね定数の小さなばねを有する再生切換弁を設置し、このばね力に応じて電磁比例弁105によって供給されるパイロット圧力 $P_x$ を低く設定するようにしてもよい。

第2の実施例

本発明の第2の実施例を図16により説明する。図中、図1に示す部材と同等の部材には同じ符号を付している。

この第2の実施例は、油圧シリンダ4の作動に関連する状態量として油圧シリンダ4のボトム側の油室4a内の圧力、すなわち負荷圧力 $P_h$ を検出する圧力検出器106を備えている。また、制御装置100Aの記憶装置110には、油圧シリンダ4の油室4a内の圧力 $P_h$ と電磁比例弁105の駆動信号 $i$ との関係が記憶されている。この負荷圧力 $h$ と駆動信号 $i$ との関係は、第1の実施例のポンプ吐出圧力 $P_d$ と駆動信号 $i$ との関係とほぼ同様に設定されている。その他は、上述した第1の実施例と同様の構成となっている。

油圧ポンプ1から吐出された圧油により油圧シリンダ4が駆動されるとき、油圧シリンダ4の負荷圧力が高くなると油圧ポンプ1の吐出圧力が高くなり、油圧シリンダ4の負荷圧力が低くなると油圧ポンプ1の吐出圧力が低くなるというように、油圧ポンプ1の吐出圧力と油圧シリンダ4の負荷圧力とは一定の関係をもって変化する。このため、油圧ポンプ1の吐出圧力に変え油圧シリンダ4の負荷圧力を検出することによっても、上述した第1の実施例と同様に再生流量を制御することができる。

また、本実施例では、方向切換弁2が2cの中立状態にあっても、図示しない油圧ショベルのアームを含むフロント姿勢に応じた油圧シリンダ4のボトム側油室4aの圧力 $P_h$ が検出され、これに応じて再生切換弁6のスプール6bを動作させる。これによ

## 24

り、再生切換弁6のスプールは方向切換弁2の位置によらず常時油圧シリンダ4の負荷圧力に応じた位置に制御されるため、方向切換弁2を中立位置2cから2aまたは2bの位置に切換えたときに遅れることなく再生流量を制御することができる。

また、油圧シリンダ4と油圧モータ5を同時に駆動する複合操作に際して、仮に油圧モータ5の負荷圧力が油圧シリンダ4の負荷圧力よりも高くても、油圧シリンダ4の負荷圧力に応じて再生流量が制御されるため、再生流量の変動が少なくかつ確実に再生流量の制御を行えるという効果もある。

以上のようにこの第2の実施例によれば、上述した第1の実施例によって得られる(a)～(c)の効果に加え、方向切換弁2を中立位置から切換えたときに急激に再生流量が変動することがないと共に、複合操作に際しても再生流量の変動が少なく確実な再生流量の制御が行えるという効果を得ることができる。

### 第3の実施例

本発明の第3の実施例を図17及び図18により説明する。図中、図1に示す部材と同等の部材には同じ符号を付している。

この第3の実施例は、油圧シリンダ4の作動に関連する状態量として方向切換弁2に付与されるパイロット圧力 $P_{ia1}$ 、 $P_{ia2}$ を検出する圧力検出器102a、102bを備えている。また、制御装置100Bの記憶装置110には、パイロット圧力 $P_{ia1}$ または $P_{ia2}$ と電磁比例弁105の駆動信号 $i$ との関係が記憶されている。このパイロット圧力 $P_{ia1}$ または $P_{ia2}$ と電磁比例弁105の駆動信号 $i$ との関係は、図18に示すように、パイロット圧力 $P_{ia1}$ または $P_{ia2}$ が0か低いときに駆動信号 $i$ は最大値 $i_{max}$ となり、パイロット圧力 $P_{ia1}$ または $P_{ia2}$ が増加するにしたがって駆動信号 $i$ が非直線的に減少

## 25

するように設定されている。即ち、パイロット圧力  $P_{ia1}$  または  $P_{ia2}$  がある程度高くなるとパイロット圧力に対する駆動信号の変化が緩やかになり、パイロット圧力  $P_{ia1}$  または  $P_{ia2}$  の単位量変化に対する再生切換弁 6 により第 2 ライン 1 C に生じる圧力変化がパイロット圧力  $P_{ia1}$  または  $P_{ia2}$  で再生可変絞り 6 を直接駆動したときよりも小さくなるように、パイロット圧力  $P_{ia1}$  または  $P_{ia2}$  と駆動信号  $i$  との関係が設定されている。その他は、上述した第 1 の実施例と同様の構成となっている。

このように構成した第 3 の実施例では、方向切換弁 2 の操作レバー装置 2 A (図 1 参照) の操作量に応じたパイロット圧力  $P_{ia1}$ ,  $P_{ia2}$  が圧力検出器 102 a, 102 b によって検出され、このパイロット圧力  $P_{ia1}$ ,  $P_{ia2}$  に応じた信号が制御装置 100 に導かれる。制御装置 100 に備えられる演算装置 111 (図 2 参照) は、パイロット圧力  $P_{ia1}$  とパイロット圧力  $P_{ia2}$  の大小関係を比較して高圧側の圧力を選択し、この選択された圧力に対応する電磁比例弁 105 の駆動信号  $i$  を記憶装置 110 より読み出す。そして、この駆動信号  $i$  は出力部 113

(図 2 参照) により電流信号に変換され、電磁比例弁 105 に出力される。これにより、電磁比例弁 105 は駆動信号  $i$  に応じたパイロット圧力  $P_x$  を発生し、再生切換弁 6 のスプール 6 b はそのパイロット圧力  $P_x$  に応じた位置に移動するよう制御される。

この第 3 の実施例によれば、方向切換弁 2 の操作レバー装置が操作され、パイロット圧力  $P_{ia1}$  または  $P_{ia2}$  がある程度高くなると駆動信号の変化が緩やかになるため、方向切換弁 2 のメータイン可変絞り 25 及び図示しないセンターバイパスライン 1 B に対するブリードオフ可変絞りの開口面積と再生切換弁 6 の可

## 26

変絞り 6 a の開口面積との関係で決まる第 2 ライン 10 C の圧力変化が小さくなり、再生流量の変化が小さくなる。このため、第 1 の実施例と同様に、再生流量の急激な変化を回避することができ、操作性を向上させることができると共に、再生流量のハンチングを効果的に防止し、安全性を確保することができる。

また、方向切換弁 2 が中立位置 2 c から切換位置 2 a または 2 b に切換えられると同時に再生切換弁 6 が動作し、第 1 ライン 12 から第 2 ライン 10 C へと圧油が再生されるため、操作レバー装置の操作の途中から再生が開始して急に油圧シリンダ 4 の移動速度が速くなるという不具合を解消できる。

したがって、この第 3 の実施例によれば、第 1 の実施例によって得られる (a) ~ (c) の効果に加え、操作性を更に向上できるという効果を得ることができる。

なお、第 3 の実施例において、パイロット圧力  $P_{ia1}$  または  $P_{ia2}$  の変化率に比例して駆動信号  $i$  の変化率を変える構成を付加し、操作レバー装置 2 A の操作速度に応じて再生切換弁 6 の駆動速度、即ちスプール 6 b の移動速度を制御するようにしてもよい。このようにした場合は、例えば操作レバー装置 2 A を急操作し方向切換弁 2 を急操作したときには、方向切換弁 2 の切換動作に応答性良く追従して再生切換弁 6 が駆動されるので、必要な再生流量を速やかに油圧シリンダ 4 に供給し、操作性を更に向上することができる。

#### 第 4 の実施例

本発明の第 4 の実施例を図 19 及び図 20 により説明する。図中、図 1 及び図 17 に示す実施例と同等の部材には同じ符号を付している。

この第 4 の実施例は、油圧シリンダ 4 の作動に関連する状態量

## 27

として油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ を検出する圧力検出器101と、方向切換弁2に付与されるパイロット圧力 $P_{ia1}$ ,  $P_{ia2}$ を検出する圧力検出器102a, 102bとを備えている。また、制御装置100Cの記憶装置110（図2参照）は、図20に示すようにパイロット圧力 $P_{ia1}$ ,  $P_{ia2}$ と電磁比例弁105の駆動信号 $i$ との関係を記憶する記憶部110aと、油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ と補正係数 $K$ との関係を記憶する記憶部110bとを有している。パイロット圧力 $P_{ia1}$ ,  $P_{ia2}$ と電磁比例弁105の駆動信号 $i$ との関係は、第3の実施例と同様に、パイロット圧力 $P_{ia1}$ または $P_{ia2}$ が0か低いときに駆動信号 $i$ は最大値 $i_{max}$ となり、パイロット圧力 $P_{ia1}$ または $P_{ia2}$ が増加するにしたがって駆動信号 $i$ が減少するように設定されている。また、油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ と補正係数 $K$ との関係は、油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ が0か低いときに補正係数 $K$ は最大値 $K_{max}$ となり、吐出圧力 $P_d$ が増加するにしたがって補正係数 $K$ が減少するように設定されている。制御装置100Cは、また、記憶装置110から読み出した駆動信号 $i$ と補正係数 $K$ との積 $i \cdot K$ を求める乗算機能114を有している。その他は、上述した第1及び第3の実施例と同様の構成となっている。

このように構成した第4の実施例では、方向切換弁2の操作レバー装置2A（図1参照）の操作量に応じたパイロット圧力 $P_{ia1}$ ,  $P_{ia2}$ が圧力検出器102a, 102bによって検出され、このパイロット圧力 $P_{ia1}$ ,  $P_{ia2}$ に応じた信号が制御装置100Cに導かれる。また、油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ が圧力検出器101により検出され、この吐出圧力 $P_d$ に応じた信号がローパスフィルタ120を介し制御装置100Cに導かれる。制御装置100Cに備えられる演算装置111（図2参照）は、

## 28

パイロット圧力  $P_{ia1}$  とパイロット圧力  $P_{ia2}$  の大小関係を演算して高圧側の圧力を選択し、この選択された圧力に対応する電磁比例弁 105 の駆動信号  $i$  を記憶装置 110 より読み出すとともに、油圧ポンプ 1 の吐出圧力  $P_d$  に対応する補正係数  $K$  を記憶装置 110 より読み出し、次に記憶装置 110 から読み出した駆動信号  $i$  と補正係数  $K$  との積  $i *$  を求める。そして、この値  $i *$  は、出力部 113 (図 2 参照) により電流信号に変換され、駆動信号  $i *$  として電磁比例弁 105 に出力される。これにより、電磁比例弁 105 は駆動信号  $i *$  に応じたパイロット圧力  $P_x$  を発生し、再生切換弁 6 のスプール 6b はそのパイロット圧力  $P_x$  に応じた位置に制御される。

この第 4 の実施例によれば、方向切換弁 2 の操作レバー装置が操作され、方向切換弁 2 が中立位置 2c から切換位置 2a または 2b に切換えられると同時に再生切換弁 6 が動作すると共に、油圧ポンプ 1 の吐出圧力  $P_d$  の状況に応じて再生切換弁 6 が動作し、再生流量が制御される。このため、第 1 の実施例と第 3 の実施例の両方の効果が得られ、従来に比べ操作性が一層向上する。

なお、第 4 の実施例ではパイロット圧力  $P_{ia1}$ ,  $P_{ia2}$  に基づいて駆動信号  $i$  を演算し、油圧ポンプ 1 の吐出圧力  $P_d$  に基づいて補正係数  $K$  を演算したが、逆に油圧ポンプ 1 の吐出圧力  $P_d$  に基づいて駆動信号  $i$  を演算し、パイロット圧力  $P_{ia1}$ ,  $P_{ia2}$  に基づいて補正係数  $K$  を演算してもよい。また、また、第 4 の実施例では駆動信号  $i$  と補正係数  $K$  を乗算して駆動信号  $i *$  を求めたが、パイロット圧力  $P_{ia1}$ ,  $P_{ia2}$  と油圧ポンプ 1 の吐出圧力  $P_d$  の一方で第 1 の駆動信号  $i_1$  を演算し、他方で第 2 の駆動信号  $i_2$  を演算し、両者を加算することで駆動信号  $i *$  を求めてもよい。

### 第5の実施例

本発明の第5の実施例を図21及び図22により説明する。図中、図1及び図17に示す実施例と同等の部材には同じ符号を付している。

この第5の実施例は、図21に示すように、油圧シリンダ4の作動に関連する状態量として方向切換弁2及び3に付与されるパイロット圧力 $P_{ia1}$ 、 $P_{ia2}$ 及び $P_{ib1}$ 、 $P_{ib2}$ を検出する圧力検出器102a、102b及び103a、103bを備えている。また、制御装置100Dの記憶装置110（図2参照）には、図22に示すようにパイロット圧力 $P_{ia1}$ 、 $P_{ia2}$ 及び $P_{ib1}$ 、 $P_{ib2}$ と電磁比例弁105の駆動信号 $i$ との関係が記憶されている。パイロット圧力 $P_{ia1}$ 、 $P_{ia2}$ 及び $P_{ib1}$ 、 $P_{ib2}$ と電磁比例弁105の駆動信号 $i$ との関係は、パイロット圧力 $P_{ia1}$ または $P_{ia2}$ が0か低いときに駆動信号 $i$ は最大値 $i_{max}$ となり、パイロット圧力 $P_{ia1}$ または $P_{ia2}$ が増加するにしたがって駆動信号 $i$ が減少すると共に、パイロット圧力 $P_{ib1}$ 、 $P_{ib2}$ が低いときは駆動信号 $i$ は小さく、パイロット圧力 $P_{ib1}$ 、 $P_{ib2}$ が増加するにしたがって駆動信号 $i$ が大きくなるように設定されている。その他は、上述した第1及び第3の実施例と同様の構成となっている。

このように構成した第5の実施例では、方向切換弁2及び3の操作レバー装置2A、3A（図1参照）の操作量に応じたパイロット圧力 $P_{ia1}$ 、 $P_{ia2}$ 及び $P_{ib1}$ 、 $P_{ib2}$ が圧力検出器102a、102b及び103a、103bによって検出され、これらのパイロット圧力に応じた信号が制御装置100Dに導かれる。制御装置100に備えられる演算装置111（図2参照）は、方向切換弁2のパイロット圧力 $P_{ia1}$ と $P_{ia2}$ の大小関

## 30

係、及び方向切換弁3のパイロット圧力 $P_{ib1}$ と $P_{ib2}$ の大小関係を演算し、それぞれ高圧側の圧力を選択し、この選択された圧力に対応する電磁比例弁105の駆動信号 $i$ を記憶装置110より読み出す。そして、この駆動信号 $i$ は出力部113（図2参照）により電流信号に変換され、電磁比例弁105に出力される。これにより、電磁比例弁105は駆動信号 $i$ に応じたパイロット圧力 $P_x$ を発生し、再生切換弁6のスプール6bはそのパイロット圧力 $P_x$ に応じた位置に移動するよう制御される。

この第5の実施例によれば、方向切換弁2の操作レバー装置2A（図1参照）のみを操作したときはその操作量に応じて再生流量が制御されるので、第3の実施例と同様の効果が得られる。

また、方向切換弁2と3の双方の操作レバー装置2A、3Aを同時に操作したときには、方向切換弁3の操作レバー装置3Aの操作量が大きく、油圧モーター5に供給される流量が増加するにしがって駆動信号 $i$ が大きくなり、再生流量が増加する。このため、図示しないアームと旋回との複合動作に際して、油圧モータ5（旋回モーター）に供給される流量によって油圧ポンプ1から油圧シリンダ（アームシリンダ）4に供給される流量が減ったとしても、それに応じて再生流量が増大するため油圧シリンダ4の速度を上げることができ、複合動作での操作性を向上できるという効果を得ることができる。

#### 第6の実施例

本発明の第6の実施例を図23及び図24により説明する。図中、図1、図17及び図21に示す部材と同等の部材には同じ符号を付している。

この第6の実施例は、油圧シリンダ4の作動に関連する状態量として方向切換弁2及び3に付与されるパイロット圧力 $P_{ia1}$ ,



## 3 1

$P_{ia2}$  及び  $P_{ib1}$ ,  $P_{ib2}$  を検出する圧力検出器 102a, 102b 及び 103a, 103b と、油圧ポンプ 1 の吐出圧力  $P_d$  を検出する圧力検出器 101 とを備えている。また、制御装置 100E の記憶装置 110 (図 2 参照) は、図 23 に示すように、パイロット圧力  $P_{ia1}$ ,  $P_{ia2}$  及び  $P_{ib1}$ ,  $P_{ib2}$  と電磁比例弁 105 の駆動信号  $i$  との関係を記憶する記憶部 110c と、油圧ポンプ 1 の吐出圧力  $P_d$  と補正係数  $K$  との関係を記憶する記憶部 110d とを有している。パイロット圧力  $P_{ia1}$ ,  $P_{ia2}$  及び  $P_{ib1}$ ,  $P_{ib2}$  と電磁比例弁 105 の駆動信号  $i$  との関係は、第 5 の実施例と同様に、パイロット圧力  $P_{ia1}$  または  $P_{ia2}$  が 0 か低いときに駆動信号  $i$  は最大値  $i_{max}$  となり、パイロット圧力  $P_{ia1}$  または  $P_{ia2}$  が増加するにしたがって駆動信号  $i$  が減少すると共に、パイロット圧力  $P_{ib1}$ ,  $P_{ib2}$  が低いときは駆動信号  $i$  は小さく、パイロット圧力  $P_{ib1}$ ,  $P_{ib2}$  が増加するにしたがって駆動信号  $i$  が大きくなるように設定されている。また、油圧ポンプ 1 の吐出圧力  $P_d$  と補正係数  $K$  との関係は、第 4 の実施例と同様に、油圧ポンプ 1 の吐出圧力  $P_d$  が 0 か低いときに補正係数  $K$  は最大値  $K_{max}$  となり、吐出圧力  $P_d$  が増加するにしたがって補正係数  $K$  が減少するように設定されている。制御装置 100E は、また、記憶装置 110 から読み出した駆動信号  $i$  と補正係数  $K$  との積  $i \cdot K$  を求める乗算機能 114 を有している。その他は、上述した第 1 及び第 3 の実施例と同様の構成となつて

このように構成した第 6 の実施例では、方向切換弁 2 及び 3 の操作レバー装置 2A, 3A (図 1 参照) の操作量に応じたパイロット圧力  $P_{ia1}$ ,  $P_{ia2}$  及び  $P_{ib1}$ ,  $P_{ib2}$  が圧力検出器 102a, 102b 及び 103a, 103b によって検出され

## 3 2

るとともに、油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ が圧力検出器101によって検出され、これらの圧力に応じた信号が制御装置100Eに導かれる。制御装置100Eに備えられる演算装置111（図2参照）は、方向切換弁2のパイロット圧力 $P_{ia1}$ と $P_{ia2}$ の大小関係、方向切換弁3のパイロット圧力 $P_{ib1}$ と $P_{ib2}$ の大小関係を演算し、それぞれ高圧側の圧力を選択し、この選択された圧力に対応する電磁比例弁105の駆動信号 $i$ を記憶装置110より読み出す。さらに、油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ に対応する補正係数 $K$ を記憶装置110より読み出し、この補正係数 $K$ と前述した駆動信号 $i$ との積 $i * K$ を算出する。この値 $i * K$ は、出力部113（図2参照）により電流信号に変換され、電磁比例弁105に出力される。これにより、電磁比例弁105は駆動信号 $i$ に応じたパイロット圧力 $P_x$ を発生し、再生切換弁6のスプール6bはそのパイロット圧力 $P_x$ に応じた位置に移動するよう制御される。

この第6の実施例によれば、方向切換弁2の操作レバー装置2A（図1参照）のみを操作したときはその操作量とポンプ吐出圧力とに応じて再生流量が制御されるので、第4の実施例と同様に再生流量の急激な変化を防止でき操作性を向上させることができ、第1の実施例と第3の実施例の両方の効果が得られる。

また、方向切換弁2と3の双方の操作レバー装置2A, 3Aを同時に操作したときには、それらの操作量とポンプ吐出圧力とに応じて再生流量が制御されるので、再生流量の急激な変化を防止でき操作性を向上させることができる上、図示しないアームと旋回との複合動作時においても油圧シリンダ4の速度を上げることができ、第4の実施例と第5の実施例の両方の効果が得られる。

第7の実施例

## 3 3

本発明の第7の実施例を図25及び図26により説明する。図中、図1、図17及び図21に示す部材と同等の部材には同じ符号を付している。

この第7の実施例は、第6の実施例と同様に圧力検出器102a, 102b及び103a, 103bと圧力検出器101を備えている。また、制御装置100の記憶装置110は、図26に示すように、パイロット圧力 $P_{ia1}$ ,  $P_{ia2}$ 及び $P_{ib1}$ ,  $P_{ib2}$ と電磁比例弁105の駆動信号 $i$ との第1及び第2の関係をそれぞれ記憶する記憶部110e, 110fと、油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ と補正係数 $K$ との関係を記憶する記憶部110gとを有している。パイロット圧力 $P_{ia1}$ ,  $P_{ia2}$ 及び $P_{ib1}$ ,  $P_{ib2}$ と電磁比例弁105の駆動信号 $i$ との第1及び第2の関係は、それぞれ第5の実施例と同様に、パイロット圧力 $P_{ia1}$ または $P_{ia2}$ が0か低いときに駆動信号 $i$ は最大値 $i_{max}$ となり、パイロット圧力 $P_{ia1}$ または $P_{ia2}$ が増加するにしたがって駆動信号 $i$ が減少すると共に、パイロット圧力 $P_{ib1}$ ,  $P_{ib2}$ が低いときは駆動信号 $i$ は小さく、パイロット圧力 $P_{ib1}$ ,  $P_{ib2}$ が増加するにしたがって駆動信号 $i$ が大きくなるように設定されている。このうち、記憶部110eに記憶される第1の関係は記憶部110fに記憶されている第2の関係に対し、同じパイロット圧力で前者の駆動信号 $i$ が後者の駆動信号より大きくなり再生流量が多量となるように設定されている。また、油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ と補正係数 $K$ との関係は、第4の実施例と同様に、油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ が0か低いときに補正係数 $K$ は最大値 $K_{max}$ となり、吐出圧力 $P_d$ が増加するにしたがって補正係数 $K$ が減少するように設定されている。

この第7の実施例は、またモードスイッチ104を備え、制御

## 3 4

装置 1 0 0 F は、このモードスイッチ 1 0 4 のオンオフ信号に応じて記憶部 1 1 0 e に記憶した第 1 の関係から得られる駆動信号  $i$  と記憶部 1 1 0 f に記憶した第 2 の関係から得られる駆動信号  $i$  の一方を選択する選択機能 1 1 5 と、選択された駆動信号  $i$  と補正係数  $K$  との積  $i *$  を求める乗算機能 1 1 4 を有している。その他については、第 6 の実施例と同様の構成となっている。

この第 7 の実施例は以上のように構成されており、演算装置 1 1 1 (図 2 参照) は圧力検出器 1 0 2 a, 1 0 2 b, 1 0 3 a, 1 0 3 b からの信号に応じた駆動信号を記憶部 1 1 0 e, 1 1 0 f から読み出し、モードスイッチ 1 0 4 からのオンオフ信号に応じてその駆動信号  $i$  の一方を選択する。さらに、油圧ポンプ 1 の吐出圧力  $P_d$  の値に応じた補正係数  $K$  を記憶部 1 1 0 g より読み出し、この補正係数  $K$  と駆動信号  $i$  との積  $i *$  を算出する。

この第 7 の実施例によれば、第 6 の実施例の効果に加え、モードスイッチ 1 0 4 の操作により再生流量を多くしたり、少なくしたりし、再生流量の一層適切な制御を可能とし操作性を更に向上できるという効果が得られる。

#### 第 8 の実施例

本発明の第 8 の実施例を図 2 7 を用い、第 7 の実施例に係わる図 2 5 を参照して説明する。図 2 7 において、図 2 4 に示す機能と同等の機能には同じ符号を付している。

この第 8 の実施例は、第 6 の実施例と同様に圧力検出器 1 0 2 a, 1 0 2 b 及び 1 0 3 a, 1 0 3 b と圧力検出器 1 0 1 を備えている。また、制御装置 1 0 0 の記憶装置 1 1 0 も、第 6 の実施例と同様にパイロット圧力  $P_{i a 1}$ ,  $P_{i a 2}$  及び  $P_{i b 1}$ ,  $P_{i b 2}$  と電磁比例弁 1 0 5 の駆動信号  $i$  との関係、及び油圧ポンプ 1 の吐出圧力  $P_d$  と補正係数  $K$  との関係を記憶した記憶部 1 1

## 35

0 c, 110 dを有している。

この第7の実施例は、また図25に示すように再生選択スイッチ104Aを備え、制御装置100Gは、図27に示すように、駆動信号*i*と補正係数*K*との積*i*\*を求める乗算機能114と、再生選択スイッチ104Aのオンオフ信号に応じて駆動信号*i*\*の出力を断接する切換機能160とを有している。その他については、第6の実施例と同様の構成となっている。

この第8の実施例は以上のように構成されており、再生制御が不要なときは再生選択スイッチ104Aをオフにして切換機能160をオフ状態にすることで、駆動信号*i*\*は出力されなくなり再生流量が0となる。これにより、油圧シリンダ4は再生流量のない低速度で駆動される。再生選択スイッチ104Aをオンにすると、制御機能160はオン状態になり、駆動信号*i*が出力されるようになる。これにより、第6の実施例と同様に再生制御を働かせ、操作性を向上することができる。

したがって、この第8の実施例によれば、第6の実施例と同じ効果が得られると共に、整地の仕上げ作業のように油圧シリンダ4をできるだけ低速にして作業を行ないたい場合には再生制御を解除し、油圧シリンダ4を低速度にし作業性を向上できるという効果が得られる。

#### 第9の実施例

本発明の第9の実施例を図28により説明する。図中、図1に示す部材と同等の部材には同じ符号を付している。

この第9の実施例は、可変容量型の油圧ポンプ1と複数の油圧アクチュエータ例えばアーム用の油圧シリンダ4及びブーム用の油圧シリンダ5との間にそれぞれパイロット式方向切換弁2, 3を設置し、方向切換弁2とタンク9とを結ぶ第1ライン12上に

## 36

圧力発生手段として可変リリーフ弁60を設置している。電磁比例弁105で発生したパイロット圧力 $P_x$ は可変リリーフ弁60の設定部に導入され、可変リリーフ弁60の設定圧が調整される。その他は上述した第1の実施例と同様の構成となっている。

この第9の実施例では、油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ に応じた電磁比例弁105からのパイロット圧力 $P_x$ により、可変リリーフ弁60の設定圧が変化する。このため、油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ が低いときは、可変リリーフ弁60へのパイロット圧力 $P_x$ が増加し、第1ライン12から第2ライン10Cへの再生流量が増加する。一方、油圧ポンプ1の吐出圧力 $P_d$ が高圧になると、可変リリーフ弁60へのパイロット圧力 $P_x$ が低下し、第1ライン12から第2ライン10Cへの再生流量が減少する。

この第9の実施例によっても、第1の実施例と同様に従来技術に比べ操作性を良くすることができる。

## 産業上の利用可能性

以上述べたように本発明によれば、再生流量の急激な変動を防止できるため、従来技術に比べ操作性を良くすることができる。また、再生流量のハンチングを防止できるため、安全性を確保できる。また、再生流量を任意に変えることができるため、作業内容に応じてアクチュエータ速度を自由に設定でき、作業効率を向上させることができる。

## 37

## 請求の範囲

1. 可変容量型の油圧ポンプ(1)から供給される圧油によって作動する複数のアクチュエータ(4,5)と、前記油圧ポンプと前記複数のアクチュエータとの間にそれぞれ設けられ対応するアクチュエータに供給される圧油の流れを制御する複数の方向切換弁(2,3)とを備えた油圧駆動装置に設けられ、前記複数の方向切換弁のうちの少なくとも1つの方向切換弁(2)のタンクポート(23)とタンク(9)とを連絡する第1ライン(12)に設けられ、制御信号(P<sub>x</sub>)に応じてタンクポートからタンクに流れる流量を制御する可変抵抗手段(6;60)と、前記第1ラインの可変抵抗手段より上流側の部分と前記方向切換弁のポンプポート(24)に接続された第2ライン(100)とを連絡する第3ライン(14)と、前記第3ラインに設けられ第1ラインから第2ラインへ向かう圧油の流れのみを許すチェック弁(7)とを備えた油圧再生装置において、

(a) 前記アクチュエータ(4)の作動に関連する状態量(P<sub>d</sub>;P<sub>h</sub>;P<sub>ia1</sub>,P<sub>ia2</sub>;P<sub>ib1</sub>,P<sub>ib2</sub>)を検出する検出手段(101;106;102a,102b;103a,103b)と;

(b) 前記検出手段からの信号を入力し、予め記憶した関係に基づき前記状態量に応じた駆動信号(i;i\*)を生成する制御手段(100;100A-100H)と;

(c) 前記駆動信号を入力し、その駆動信号に応じて前記制御信号(P<sub>x</sub>)を生成する制御信号発生手段(105)と;

を備えることを特徴とする油圧再生装置。

2. 請求の範囲第1項記載の油圧再生装置において、前記状態

## 3 8

量は前記方向切換弁 (2) に対応するアクチュエータ (4) の作動によって変化する圧力 ( $P_d; P_h$ ) であることを特徴とする油圧再生装置。

3. 請求の範囲第 2 項記載の油圧再生装置において、前記予め記憶した関係は、前記状態量としての圧力 ( $P_d; P_h$ ) の単位量変化に対する前記可変抵抗手段 (6; 60) からの流出流量の変化が前記圧力 ( $P_d; P_h$ ) で前記可変抵抗手段を直接駆動したときよりも小さくなるように、前記圧力 ( $P_d; P_h$ ) と前記駆動信号 (i) との関係が設定されていることを特徴とする油圧再生装置。

4. 請求の範囲第 2 項記載の油圧再生装置において、前記状態量としての圧力は前記油圧ポンプ (1) の吐出圧力 ( $P_d$ ) であることを特徴とする油圧再生装置。

5. 請求の範囲第 2 項記載の油圧再生装置において、前記状態量としての圧力は前記方向切換弁 (2) に対応するアクチュエータ (4) の負荷圧力 ( $P_h$ ) であることを特徴とする油圧再生装置。

6. 請求の範囲第 1 項記載の油圧再生装置において、前記状態量は前記方向切換弁 (2) に付与され対応するアクチュエータ (4) の作動を指令する操作信号 ( $P_{ia1}, P_{ia2}$ ) であることを特徴とする油圧再生装置。

7. 請求の範囲第 6 項記載の油圧再生装置において、前記予め記憶した関係は、前記状態量としての操作信号 ( $P_{ia1}, P_{ia2}$ ) の単位量変化に対する前記可変抵抗手段 (6; 60) により第 2 ライン (12)



## 39

に生じる圧力変化が前記操作信号で可変抵抗手段を直接駆動したときよりも小さくなるように、前記前記操作信号 (Pia1, Pia2) と前記駆動信号 (i) との関係が設定されていることを特徴とする油圧再生装置。

8. 請求の範囲第6項記載の油圧再生装置において、前記方向切換弁がパイロット操作式の弁(2)であり、前記状態量としての操作信号は前記方向切換弁に付与されるパイロット圧力 (Pia1, Pia2) であることを特徴とする油圧再生装置。

9. 請求の範囲第1項記載の油圧再生装置において、前記状態量は、前記方向切換弁(2)に対応するアクチュエータ(4)の作動によって変化する圧力 (Pd; Ph) と、前記方向切換弁に付与され対応するアクチュエータの作動を指令する操作信号 (Pia1, Pia2) とであり、前記制御手段(100C; 100E; 100F; 100G)は前記圧力と操作信号とを組み合わせる前記駆動信号 (i\*)を生成する手段(114)を有することを特徴とする油圧再生装置。

10. 請求の範囲第1項記載の油圧再生装置において、前記状態量は、前記方向切換弁(2)に付与され対応するアクチュエータ(4)の作動を指令する操作信号 (Pia1, Pia2) と、他の方向切換弁(3)に付与され対応するアクチュエータ(5)の作動を指令する操作信号 (Pib1, Pib2) とであり、前記制御手段(100D-100G)は前記2つの操作信号を組み合わせる前記駆動信号 (i\*)を生成する手段(114)を有することを特徴とする油圧再生装置。

11. 請求の範囲第1項記載の油圧再生装置において、前記状

## 40

態量は、前記方向切換弁(2)に対応するアクチュエータ(4)の作動によって変化する圧力(Pd;Ph)と、前記方向切換弁に付与され対応するアクチュエータの作動を指令する操作信号(Pia1, Pia2)と、他の方向切換弁(3)に付与され対応するアクチュエータの作動を指令する操作信号(Pib1, Pib2)とであり、前記制御手段(100E-100G)は前記圧力と前記2つの操作信号を組み合わせる前記駆動信号を生成する手段(114)を有することを特徴とする油圧再生装置。

12. 請求の範囲第1項記載の油圧再生装置において、前記制御手段(100F)にモード信号を出力するモードスイッチ手段(104)を更に備え、前記制御手段(100F)は、前記予め記憶した関係として前記状態量(Pia1, Pia2, Pib1, Pib2)と前記駆動信号(i)との複数の関係を記憶した記憶手段(110e, 110f)と、前記モード信号に応じて前記複数の関係の1つに基づいて前記駆動信号を生成する選択手段(115)とを有することを特徴とする油圧再生装置。

13. 請求の範囲第1項記載の油圧再生装置において、前記制御手段(100G)に選択信号を出力する再生選択スイッチ手段(104A)を更に備え、前記制御手段(100G)は、前記選択信号に応じて前記駆動信号(i\*)の出力を切換える切換え手段(160)を有することを特徴とする油圧再生装置。

14. 請求の範囲第1項記載の油圧再生装置において、前記可変抵抗手段が可変絞(6a)を有する弁手段(6)であることを特徴とする油圧再生装置。

## 4 1

1 5. 請求の範囲第 1 項記載の油圧再生装置において、前記可変抵抗手段が可変リリーフ弁 (6) であることを特徴とする油圧再生装置。

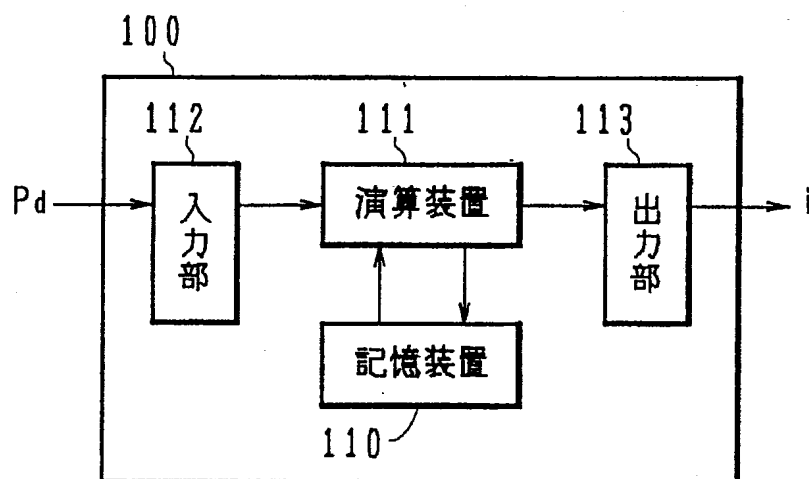
1 6. 請求の範囲第 1 項記載の油圧再生装置において、前記制御信号発生手段がパイロット圧力 (p<sub>x</sub>) を発生する電磁比例弁 (105) であることを特徴とする油圧再生装置。

1 7. 請求の範囲第 1 項記載の油圧再生装置において、前記検出手段 (101;106) と前記制御手段 (100;100A;100C;100E-100H) との間に配置され、前記検出手段からの信号の低周波数成分を除去するローパスフィルタ (120) を更に備えることを特徴とする油圧再生装置。



2/22

図 2



3/22

図 3

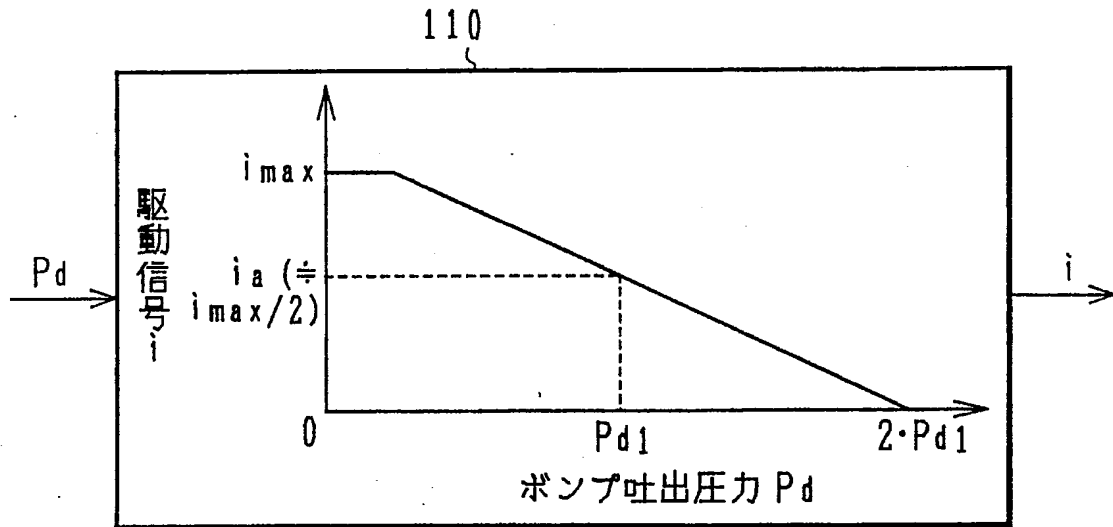
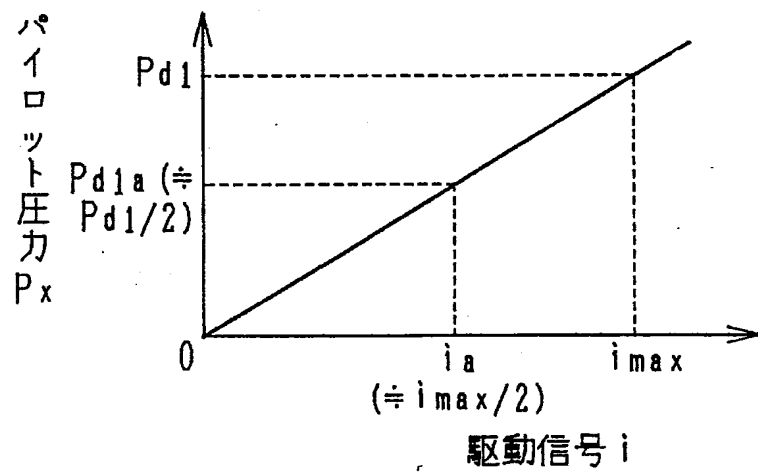


図 4



4/22

図 5

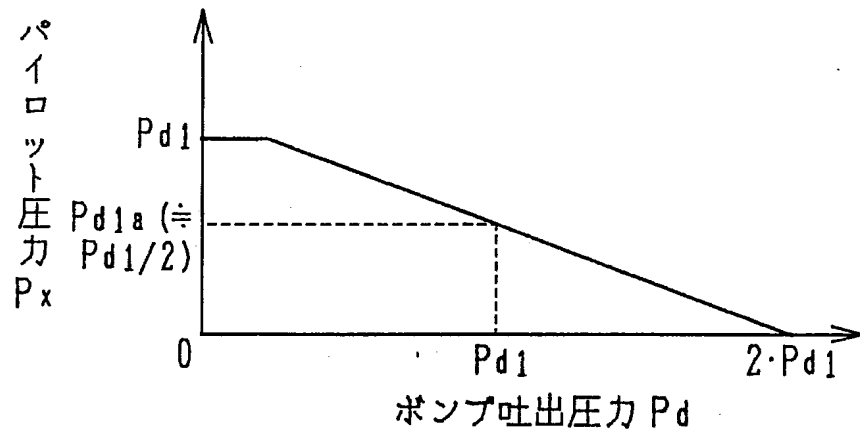
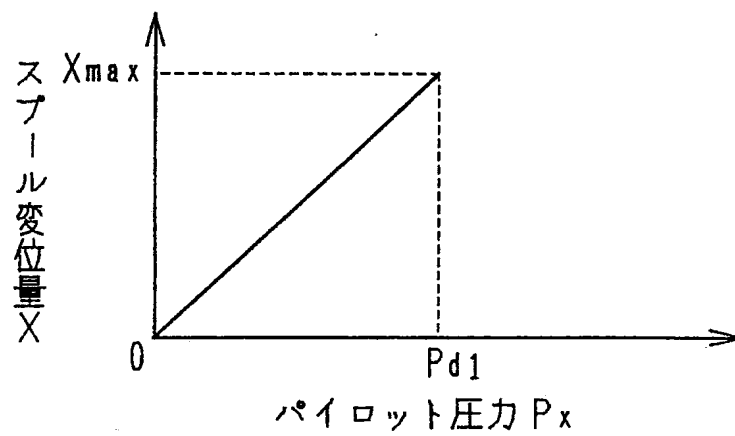


図 6



5/22

図 7

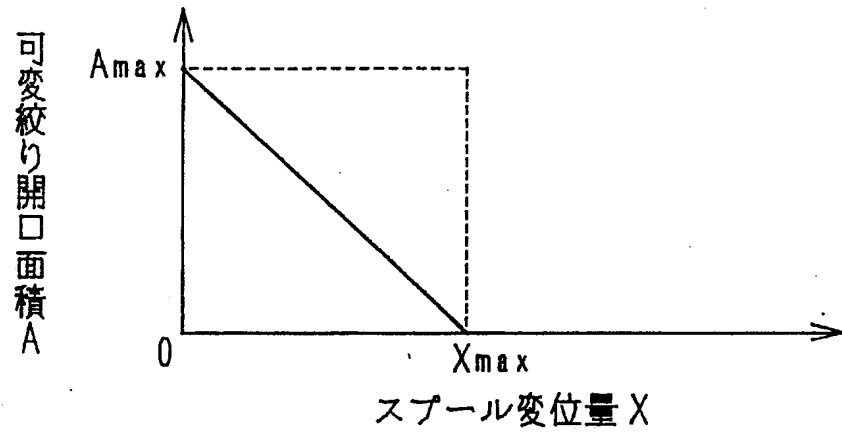
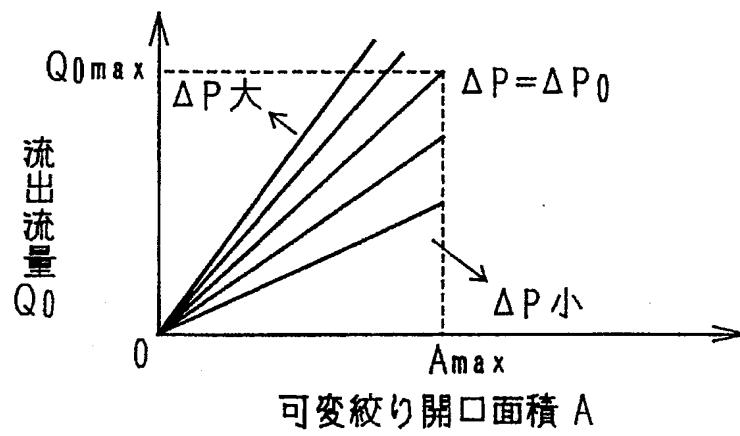


図 8





6/22

図 9

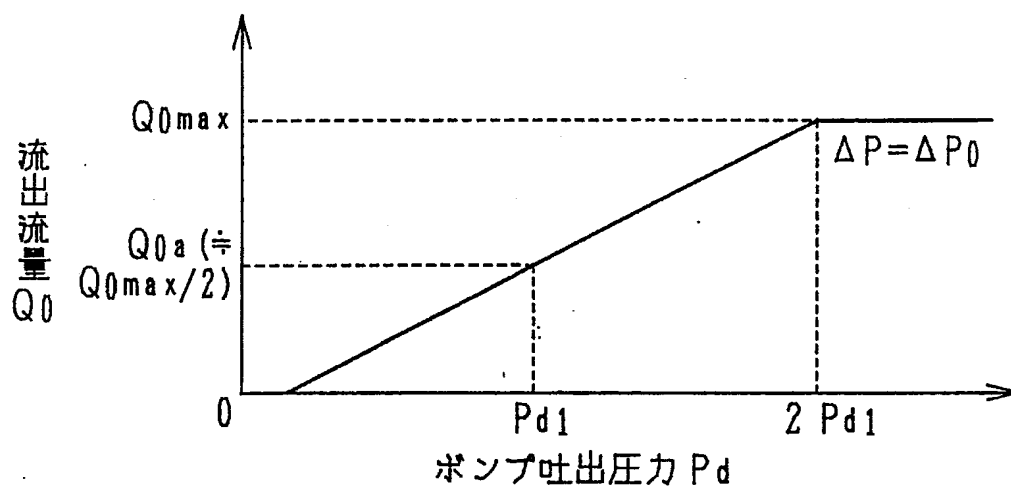
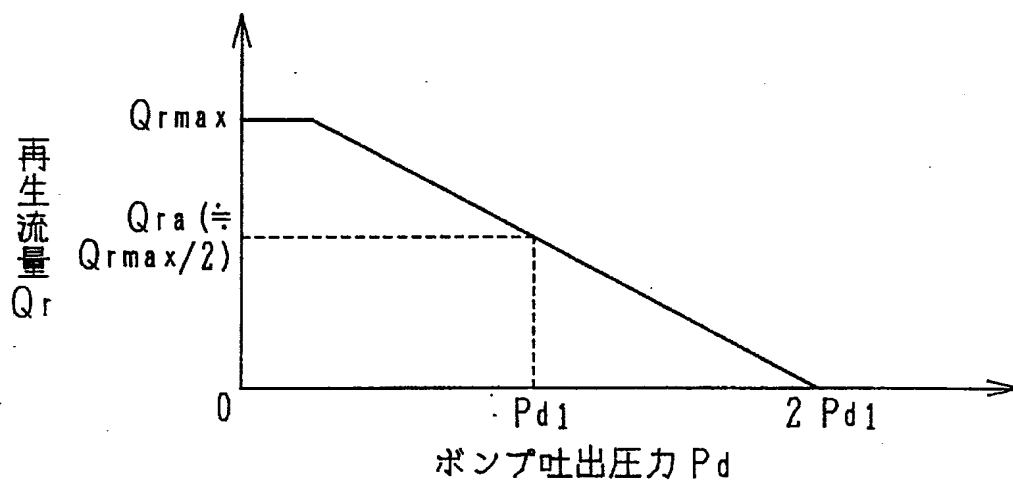
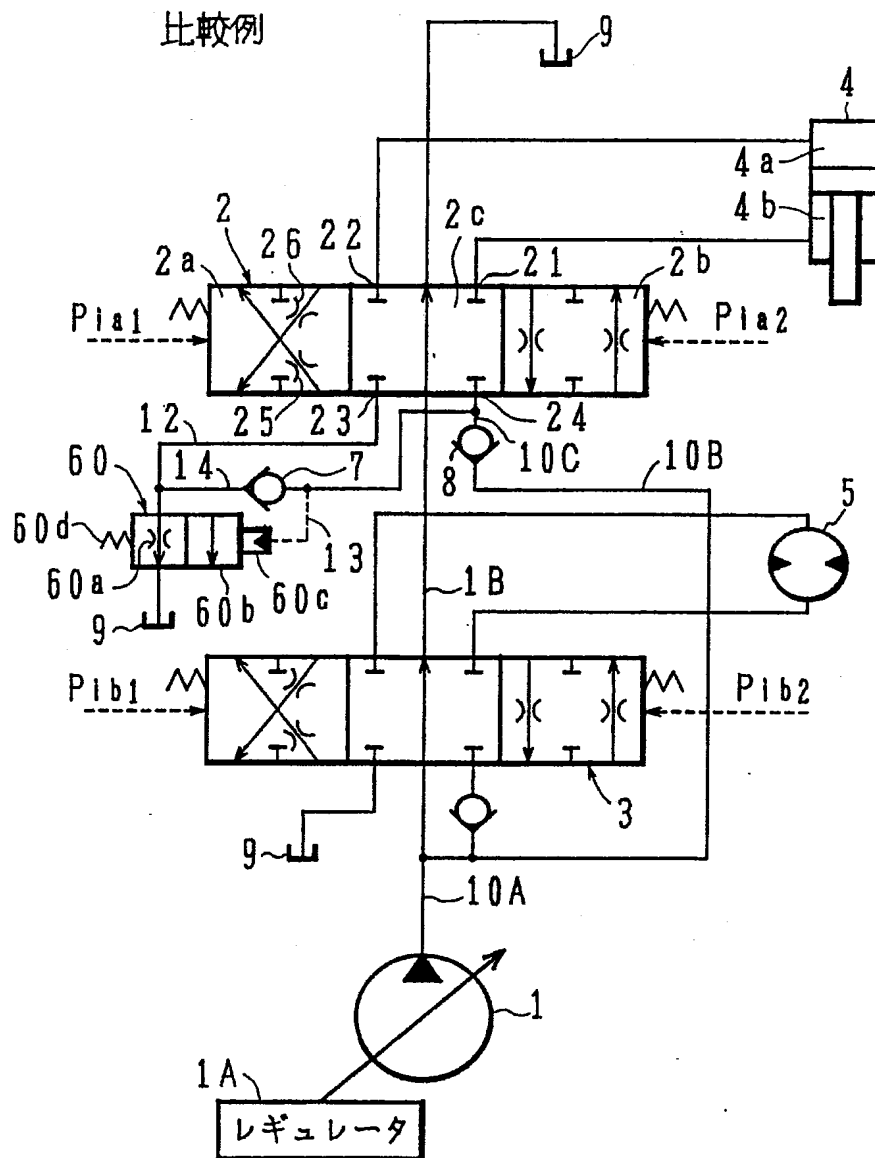


図 10



7/22

11



8/22

図 12

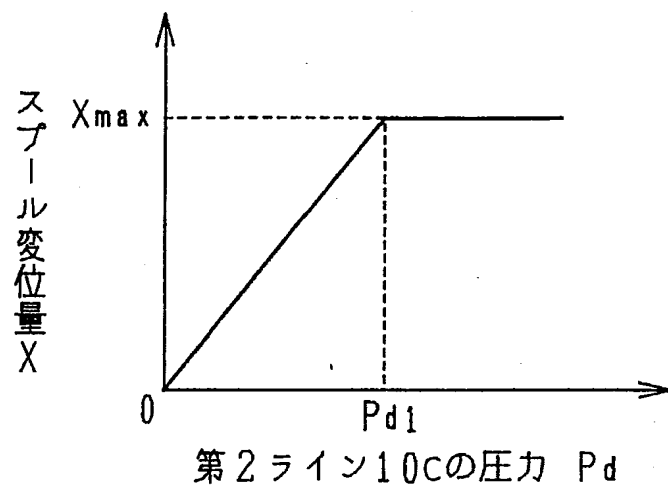
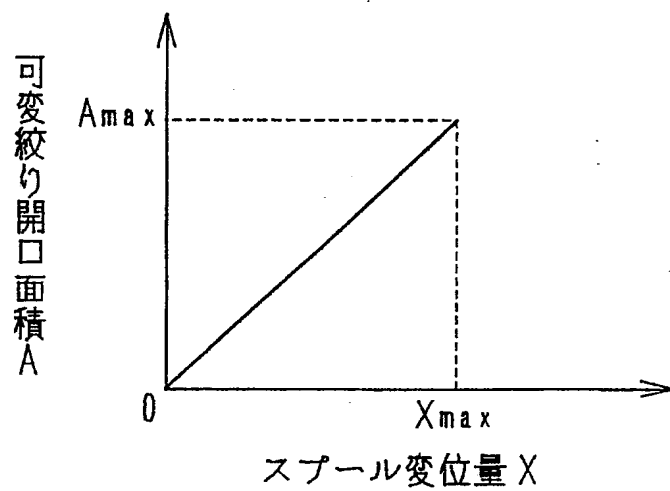


図 13



9/22

図 14

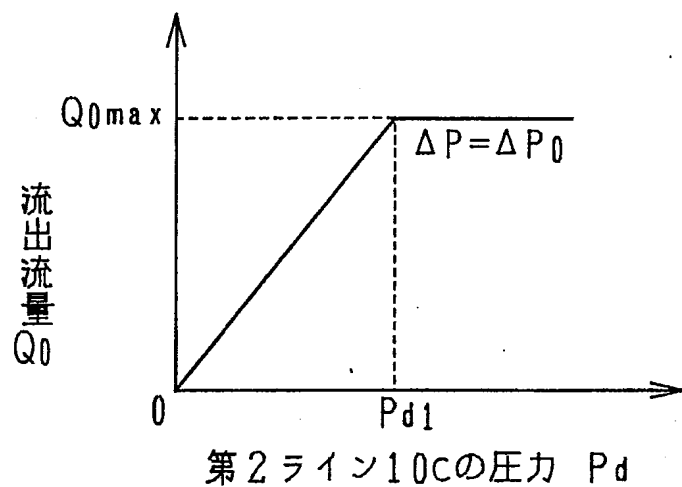
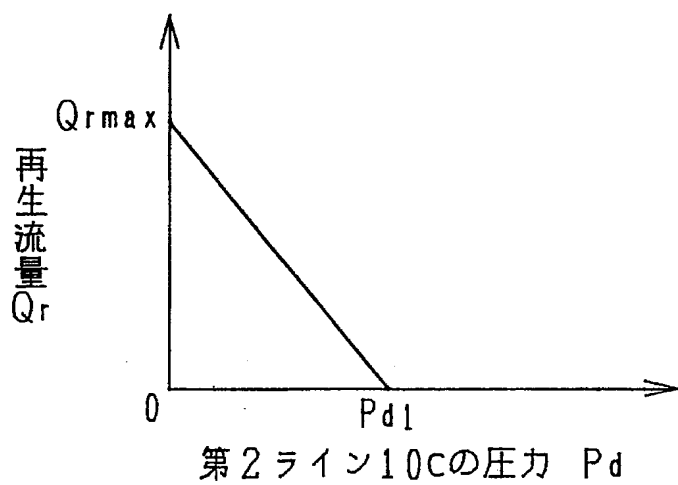
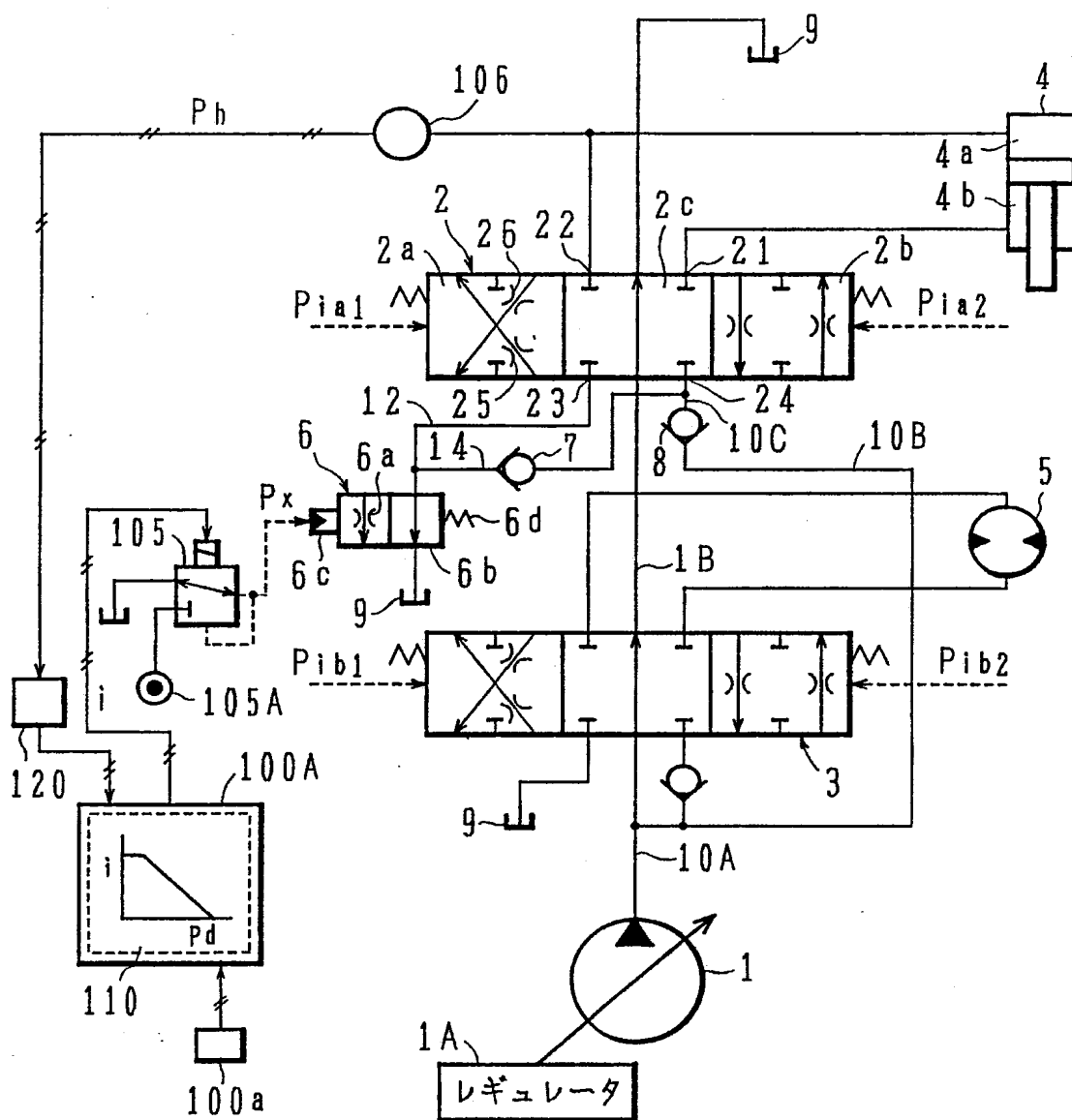


図 15



10/22

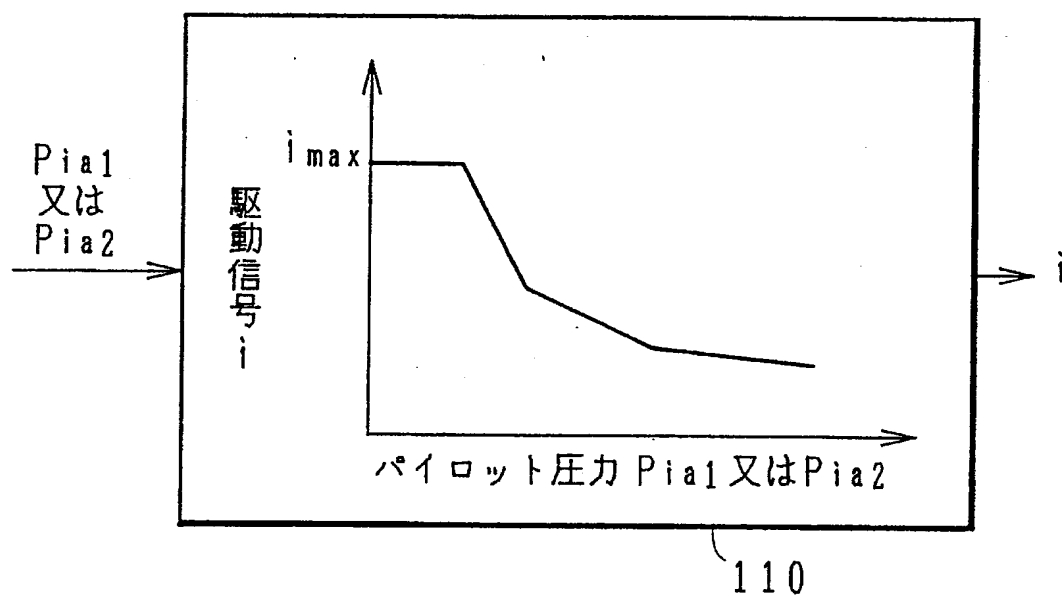
図 16





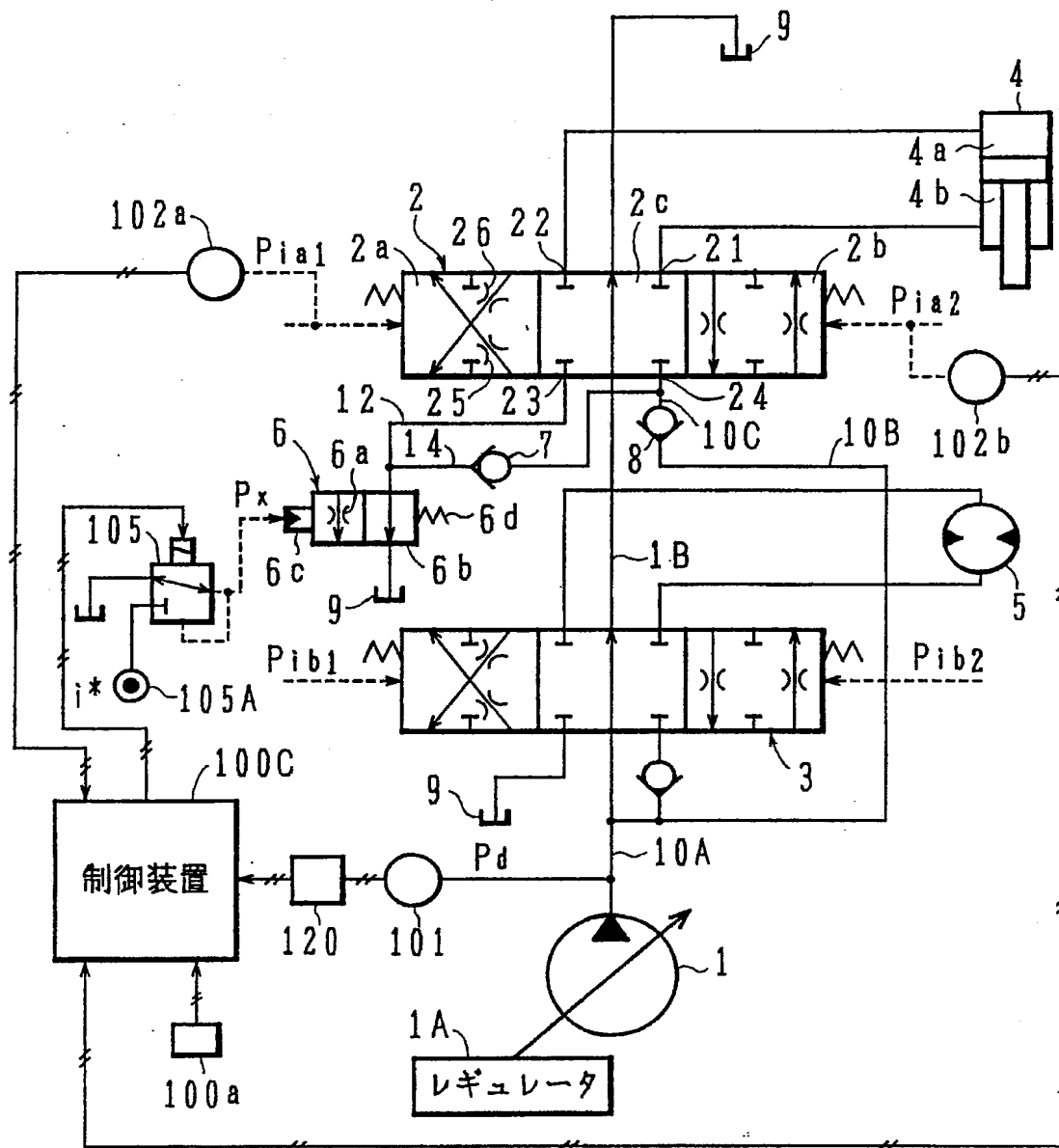
12/22

図 18



13/22

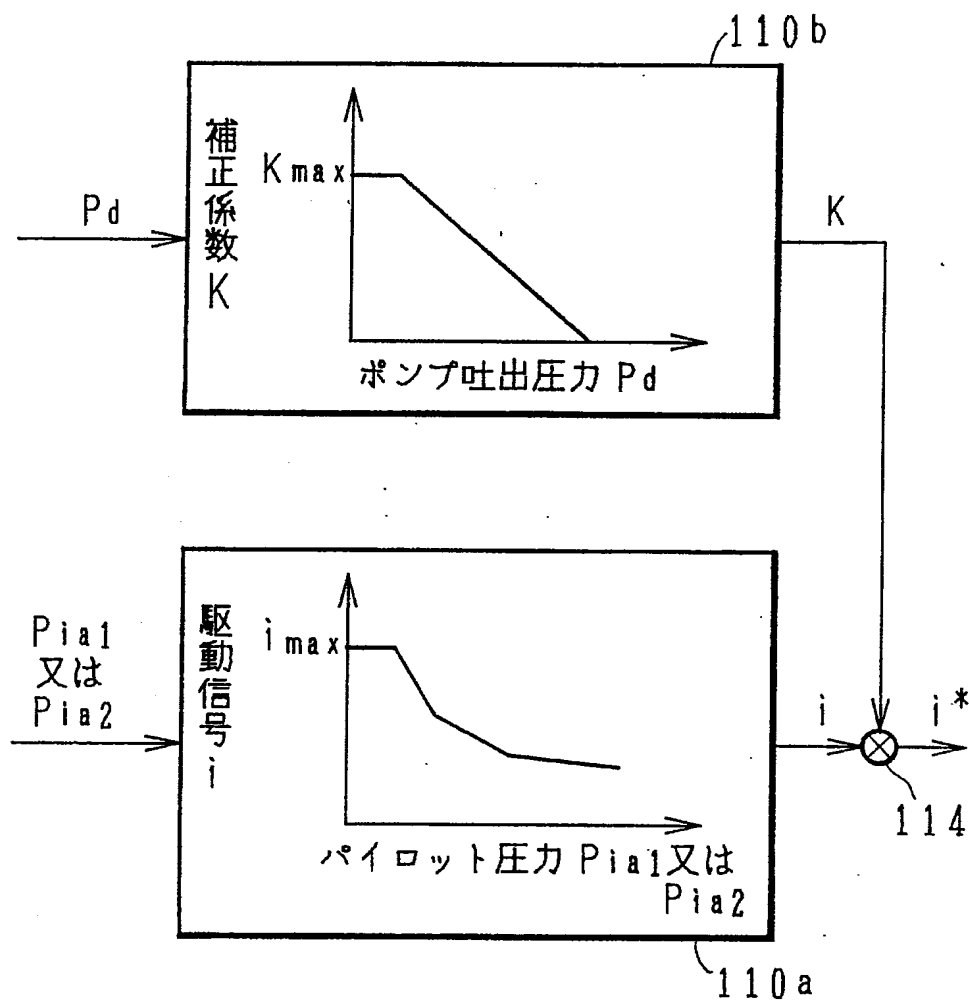
図 19





14/22

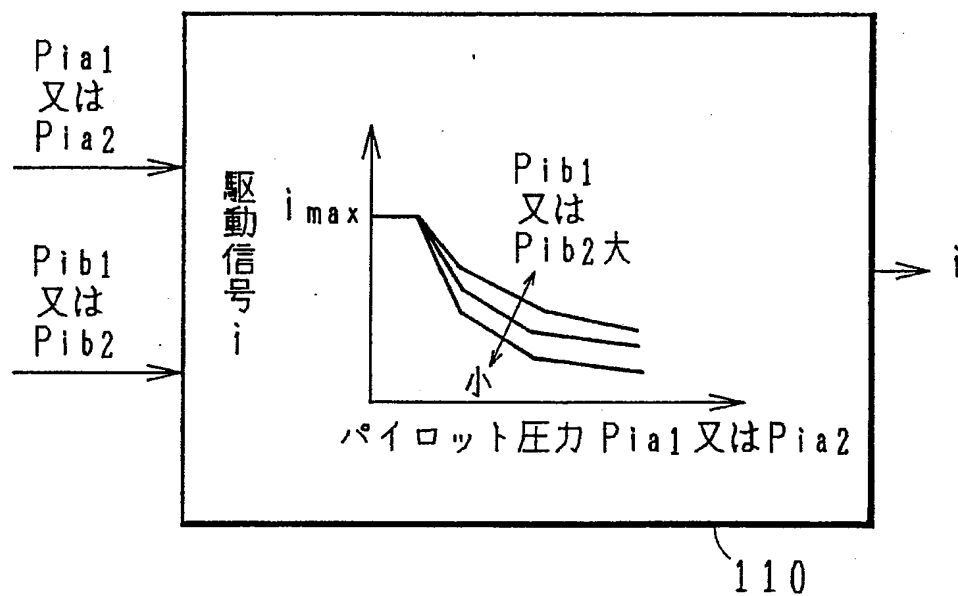
図 20





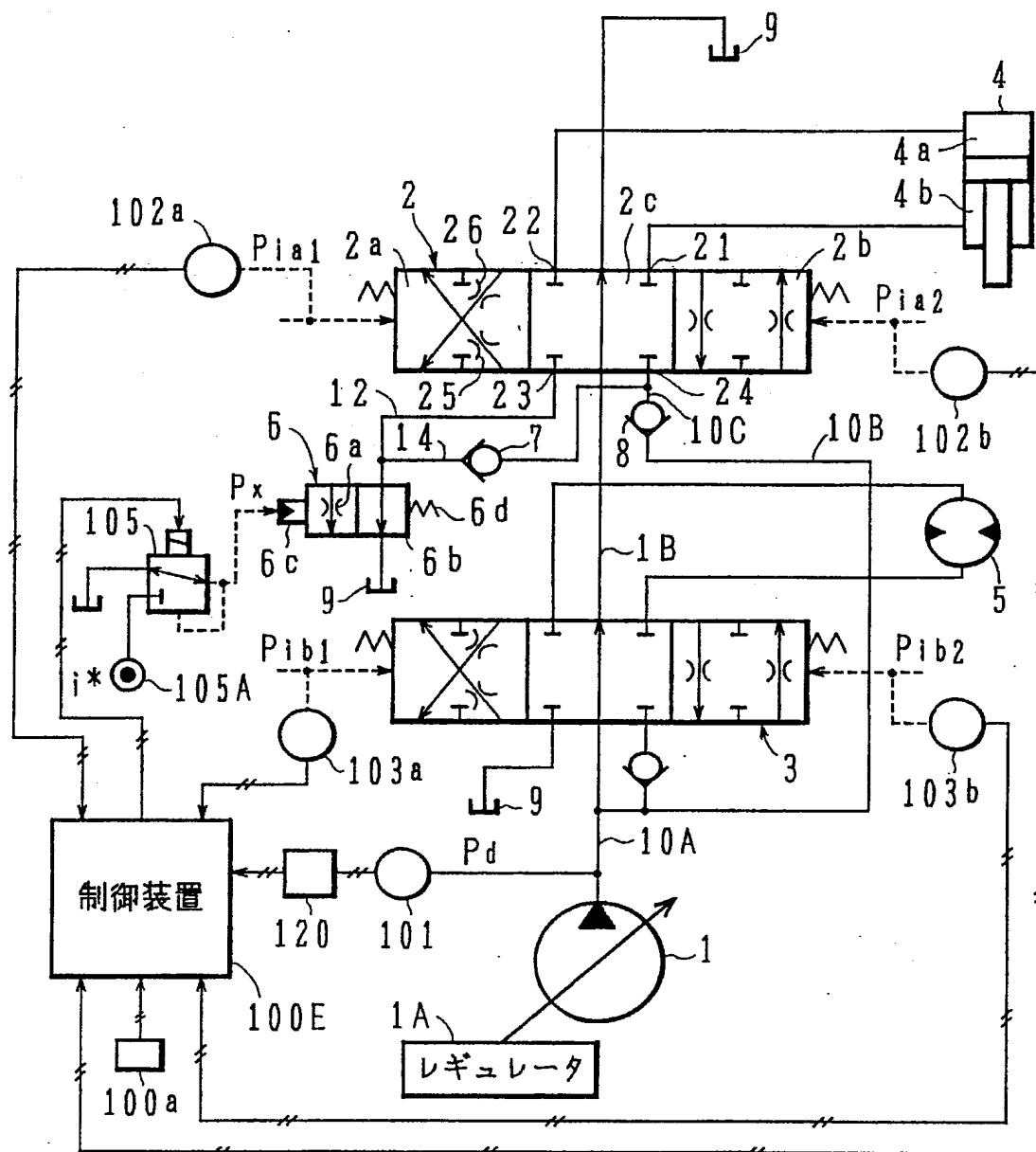
16/22

図 22



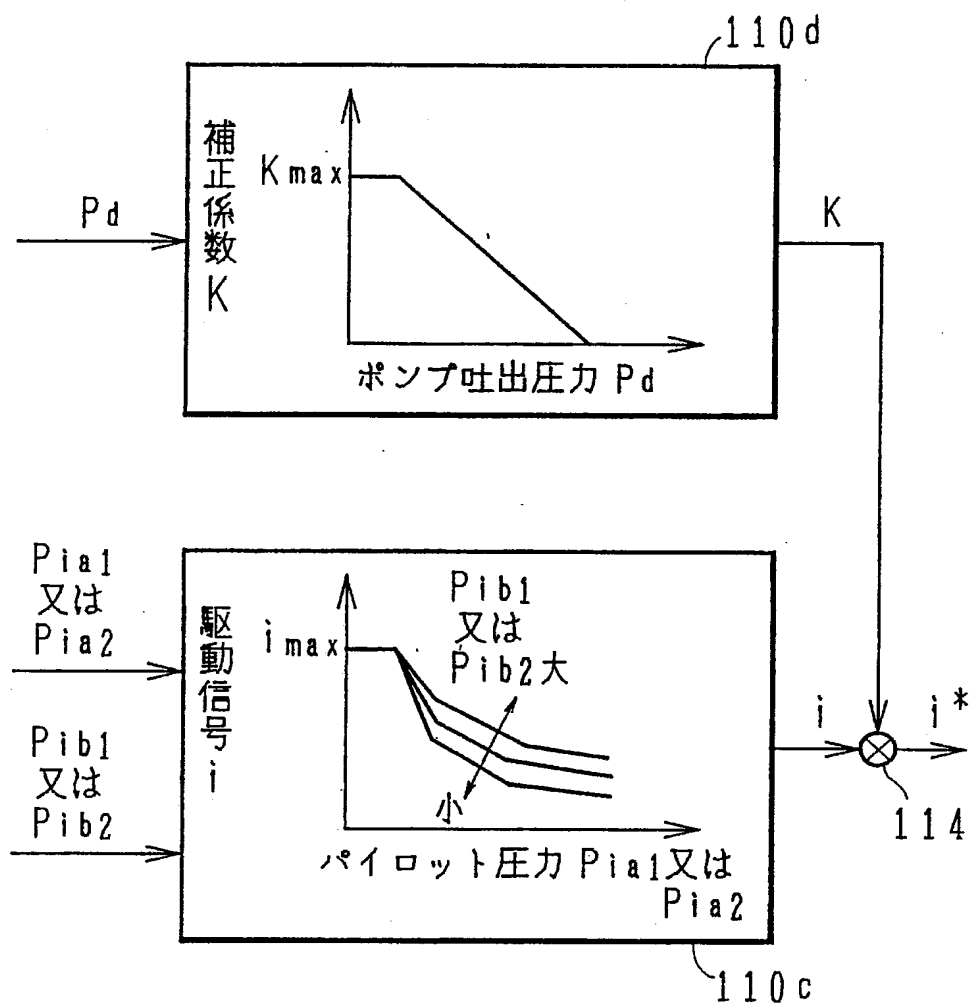
17/22

图 23



18/22

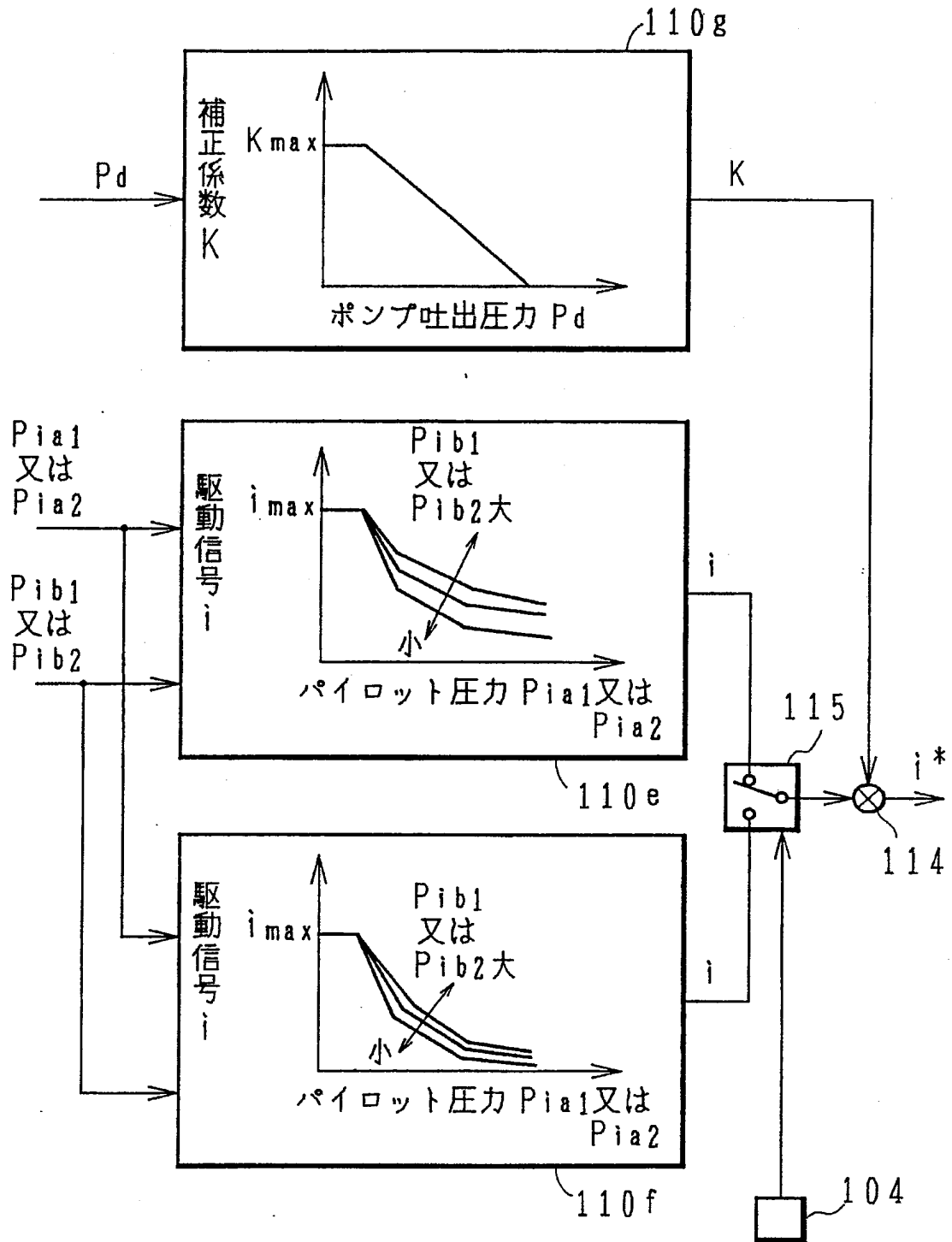
図 24





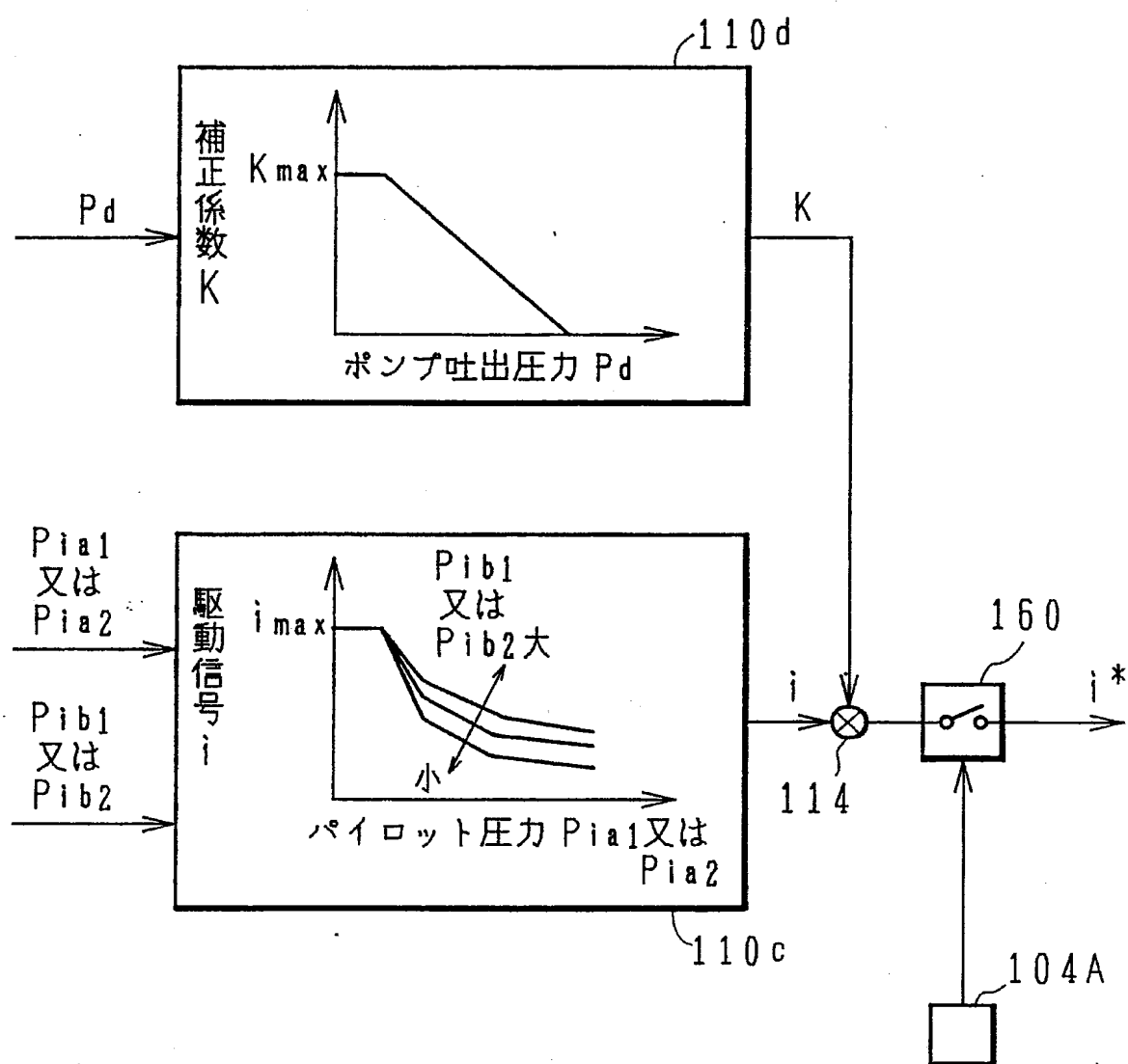
20/22

図 26



21/22

図 27







## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP93/01763

<b>A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER</b> Int. Cl <sup>5</sup> F15B11/02, F15B11/16, E02F9/22 According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
<b>B. FIELDS SEARCHED</b> Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) Int. Cl <sup>5</sup> F15B11/02, F15B11/16, E02F9/22 Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched Jitsuyo Shinan Koho 1926 - 1992 Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971 - 1992 Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)		
<b>C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT</b>		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP, U, 2-47252 (Komatsu Ltd.), March 30, 1990 (30. 03. 90)	1-17
A	JP, A, 59-121203 (Ube Industries, Ltd.), July 13, 1984 (13. 07. 84)	1-17
A	JP, U, 2-89050 (Komatsu Ltd.), July 13, 1990 (13. 07. 90)	2-4
A	JP, U, 62-46801 (Kubota Corp.), March 23, 1987 (23. 03. 87)	5
A	JP, U, 3-12004 (Komatsu Ltd.), February 7, 1991 (07. 02. 91)	8
A	JP, U, 61-204006 (Sanyo Kiki K.K.), December 22, 1986 (22. 12. 86)	13
A	JP, U, 56-68800 (Komatsu Forklift Co., Ltd.), June 8, 1981 (08. 06. 81)	13
<input checked="" type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input type="checkbox"/> See patent family annex.		
* Special categories of cited documents: "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance "E" earlier document but published on or after the international filing date "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified) "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art "&" document member of the same patent family		
Date of the actual completion of the international search December 20, 1993 (20. 12. 93)		Date of mailing of the international search report January 18, 1994 (18. 01. 94)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office Facsimile No.		Authorized officer Telephone No.

**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**

International application No.

PCT/JP93/01763

**C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT**

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP, A, 59-194102 (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), November 2, 1984 (02. 11. 84)	16

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))		
Int. Cl. <sup>8</sup> F15B11/02, F15B11/16, E02F9/22		
B. 調査を行った分野		
調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))		
Int. Cl. <sup>8</sup> F15B11/02, F15B11/16, E02F9/22		
最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの		
日本国実用新案公報 1926-1992年 日本国公開実用新案公報 1971-1992年		
国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)		
C. 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	JP, U, 2-47252 (株式会社 小松製作所), 30. 3月. 1990 (30. 03. 90)	1-17
A	JP, A, 59-121203 (宇部興産株式会社), 13. 7月. 1984 (13. 07. 84)	1-17
A	JP, U, 2-89050 (株式会社 小松製作所), 13. 7月. 1990 (13. 07. 90)	2-4
<input checked="" type="checkbox"/> C欄の続きにも文献が列挙されている。 <input type="checkbox"/> パテントファミリーに関する別紙を参照。		
* 引用文献のカテゴリー 「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの 「E」 先行文献ではあるが、国際出願日以後に公表されたもの 「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す) 「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献 「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日の後に公表された文献 「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの 「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの 「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの 「&」 同一パテントファミリー文献		
国際調査を完了した日	国際調査報告の発送日	
20. 12. 93	13. 01. 94	
名称及びあて先 日本国特許庁 (ISA/JP) 郵便番号100 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号	特許庁審査官 (権限のある職員) 高 木 彰 印	3 H 8 5 1 2
	電話番号 03-3581-1101 内線	3316

C (続き). 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	JP, U, 62-46801 (久保田鉄工株式会社), 23. 3月. 1987 (23. 03. 87)	5
A	JP, U, 3-12004 (株式会社 小松製作所), 7. 2月. 1991 (07. 02. 91)	8
A	JP, U, 61-204006 (三陽機器株式会社), 22. 12月. 1986 (22. 12. 86)	13
A	JP, U, 56-68800 (小松フォークリフト株式会社), 8. 6月. 1981 (08. 06. 81)	13
A	JP, A, 59-194102 (日立建機株式会社), 2. 11月. 1984 (02. 11. 84)	16